P. Orlov

Ingeniería de diseño

3


ИЗДАТЕЛЬСТВО
МИР

П. И. Орлов

Основы конструирования

Издательство
«Машиностроение»

P. Orlov

Ingeniería de diseño

Segunda edición

Editorial Mir • Moscú

Impreso en la URSS
Primera edición 1979
Segunda edición 1985

На испанском языке

CONTENIDO

1. Uniones de sujeción

TIPOS DE UNIONES DE SUJECIÓN

En la construcción de maquinaria se usan tres tipos de uniones roscadas de sujeción: 1) por medio de pernos con tuercas (fig. 1, *I*); 2) mediante tornillos enroscados (fig. 1, *II*, *III*); 3) con espárragos (fig. 1, *IV*, *V*).

1. La unión por medio de pernos es aplicable sólo cuando existe la posibilidad de abrir agujeros pasantes en las piezas a apretar. El montaje de las uniones empernadas está lejos de ser cómodo: es preciso asegurar el perno contra su movimiento (giro) al apretar la tuerca. Es deseable la fijación del perno en dirección axial al realizar el apriete. Durante el montaje resulta necesario manipular con dos piezas: el perno y la tuerca.

2. La unión por medio de tornillos enroscados se usa en caso de existir un agujero ciego roscado (fig. 1, *II*) y es imposible aprovechar un perno con tuerca o cuando en un agujero roscado pasante (fig. 1, *III*) es posible colocar el tornillo sólo por un lado de la unión. Según su estructura los tornillos enroscados son análogos a los pernos con tuercas de sujeción.

La pieza que lleva el agujero roscado debe realizarse de un material que conserve bien la rosca (por ejemplo, acero, fundición maleable de alta resistencia, aleación de titanio, bronce). Las piezas fabricadas de aleaciones blandas (de aluminio, magnesio, cinc, etc.) necesitan que se introduzca un casquillo roscado intermedio fabricado de un metal más duro.

No es deseable abrir agujeros roscados en piezas fabricadas de fundición gris para las uniones que se desarman con frecuencia (la rosca en la fundición gris es propensa al desmenuzamiento y se desgasta rápidamente), así como en piezas de aceros resistentes a la corrosión (en las que el roscado está relacionado con grandes dificultades debido a la tenacidad de la aleación). Al desgastarse la rosca, la pieza con el agujero roscado se pone fuera de servicio, y es posible repararla sólo colocando casquillos roscados (si esto lo permite la estructura de la pieza).

La unión tiene cierta limitación por la altura de las piezas a unir: es dificultoso realizar la apretadura correcta de tornillos largos debi-

do a la torsión inevitable del vástago del tornillo durante la apretadura.

Al montar y desmontar se manipula con una sola pieza, el tornillo, lo que ofrece cierta ventaja en comparación con la unión empernada en que resulta necesario manipular con perno y tuerca.

3. La unión con espárragos se usa, en lo fundamental, para las piezas fabricadas de materiales blandos (aleaciones de aluminio y

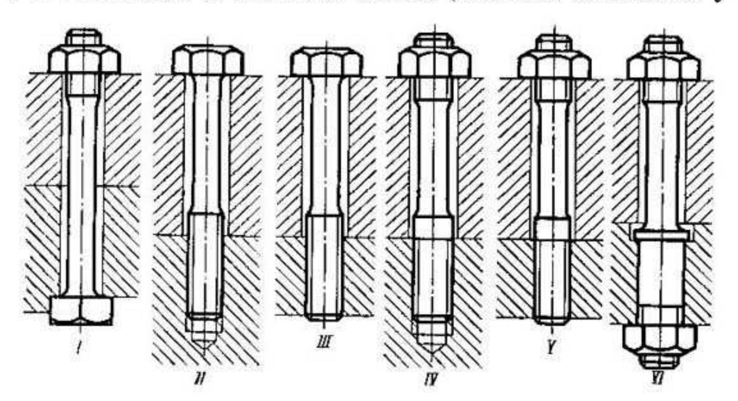


Fig. 1. Tipos fundamentales de uniones de sujeción

de magnesio) o frágiles (fundición gris), así como al haber agujeros roscados pasantes o ciegos (fig. 1, *IV*, *V*) en los casos en que es imposible colocar tornillos enroscados.

El extremo enroscado del espárrago se fija en el agujero roscado estrechamente y, además, en la mayoría de los casos, con apretura. En estas condiciones la unión roscada de una pieza, fabricada incluso de materiales blandos, resulta suficientemente fiable.

Si la rosca se corta o se deteriora, la pieza con los agujeros roscados se pone fuera de servicio; es posible repararla sólo mediante la instalación de casquillos roscados. Si el espárrago se rompe, la extracción de su extremo enroscado del agujero es dificultosa.

El montaje y el desmontaje de la unión tiene sus particularidades: las piezas se pueden unir y desunir sólo en dirección perpendicular al plano de empalme, levantando la pieza a quitar a la altura total de los espárragos. Esta es su diferencia sustancial de la unión empernada y de la de tornillos enroscados en las que es posible, después de extraer todos los pernos, desplazar las piezas en sentido paralelo al plano de empalme. Al realizar el montaje y el desmontaje se manipula sólo con una pieza, es decir, la tuerca.

La unión con espárragos provoca alguna incomodidad durante el montaje: los extremos salientes de los espárragos dificultan el acceso

a las piezas vecinas. Sobre todo esta incoveniencia se revela en las uniones de múltiples espárragos en las que se forma una «estacada» de espárragos largos.

Además de los tipos fundamentales de uniones descritos son posibles también los intermedios. A éstos se refiere, por ejemplo, la unión presentada en la fig. 1, *VI* que se usa con frecuencia. El perno se fija con una tuerca en el orificio liso de una pieza; la otra pieza se aprieta mediante la tuerca que se enrosca en el extremo libre del perno. La fijación permanente del perno en una pieza y la presencia

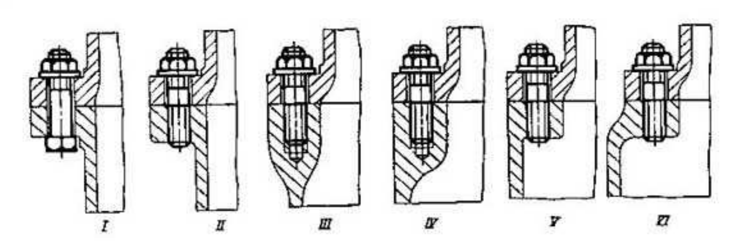


Fig. 2. Cambio permitido de la forma del cuerpo, cuando se emplean espárragos y tornillos enroscados

del otro extremo libre para enroscar asemeja esta unión a la de espárragos; la fijación del perno en el agujero liso con una tuerca se asemeja a la unión empernada.

Al comparar diferentes tipos de uniones de sujeción desde el punto de vista de su composición se puede destacar como una particularidad positiva el que los tornillos enroscados y los espárragos permiten una libertad considerablemente mayor en la elección de las formas de las piezas que los pernos.

La unión con pernos (fig. 2, *I*) requiere la presencia de rebordes que limitan las dimensiones y determinan la forma de los contornos exteriores de las piezas.

La unión mediante espárragos y tornillos enroscados presenta mayor libertad para la elección de formas. El empalme con espárragos permite conservar la forma con reborde (fig. 2, *II*) o cambiar considerablemente una de las piezas y, sin alterar las coordenadas de disposición de las piezas de sujeción, variar las dimensiones (aumentarlas) de una de las piezas (fig. 2, *III*, *IV*, *V* y *VI*) con el fin de aumentar su rigidez.

Al realizar la unión con tornillos enroscados las posibilidades de cambiar la forma de las piezas son análogas.

Las piezas de sujeción de uso corriente se fabrican las más de las veces de acero 45, las de importancia especial (tornillos de biela, espárragos de fuerza, etc.) se producen de aceros al cromo de tipo 40X (40J), de aceros al cromo-silicio-manganeso de tipo 30XΓC

(30JGS), de aceros termorresistentes de tipo 30XM (30JM), 50XΦA (50JFA), 25X12M1Φ (25J12M1F) y resistentes a la corrosión de tipo 30X13 (30J13), 40X13 (40J13).

Los espárragos con diámetro del vástago igual al de la rosca, se fabrican, por lo común, de barras que tienen elevada limpieza (calidad) de la superficie y dimensiones de mayor precisión (acero plata). La superficie de la parte lisa del vástago queda sin maquinar. Los pernos de aceros no plásticos se fabrican de perfiles laminados redondos con recalcado de la cabeza en caliente y los de aceros plásticos, en frío.

En la producción en serie y en masa la rosca se corta por los métodos de fresado y de fresado acelerado. El método más productivo y, al mismo tiempo, el que asegura la máxima resistencia mecánica de la rosca es el laminado de la rosca.

Los pernos y los espárragos con el vástago rebajado se fabrican de piezas brutas redondas mediante el torneado. Los diámetros de los vástagos de las piezas de sujeción que son de importancia especial, se reducen forjándolos en las máquinas rotativas de forjar.

TUERCAS Y CABEZAS DE PERNOS

La más amplia propagación obtuvieron las tuercas hexagonales y los pernos de cabeza hexagonal. De modo menos frecuente se usan las tuercas cuadradas y cabezas de pernos y tuercas con dos rebajos planos. En casos aislados (para diámetros grandes de rosca) se emplean tuercas octogonales.

Dimensiones «boca de llave». Para las tuercas y las cabezas de pernos hexagonales y cuadradas (así como para las tuercas y las

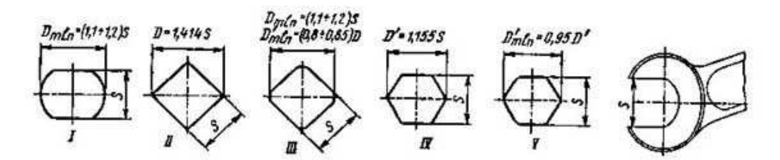


Fig. 3. Determinación de las dimensiones «boca de la llave»

cabezas de pernos con rebajos planos) se considera determinante la dimensión entre las caras paralelas o la dimensión «boca de llave» S. En la fig. 3, *I* se muestra una tuerca cilíndrica (cabeza de perno) con dos rebajos planos; el diámetro mínimo del cilindro en cuyo caso se obtiene un agarre suficientemente seguro de la tuerca (cabeza) por la llave es $D_{mín} = (1,1 \ldots 1,2)\, S$. El límite superior restringido por el empleo de llaves cerradas, $D_{máx} = 1,4S$.

Para la tuerca (cabeza) cuadrada la dimensión exterior del cuadrado (fig. 3, *II*) es $D = 1,414\, S$.

Para una tuerca (cabeza) cuadrada con ángulos redondeados el diámetro mínimo de cilindro que se determina por la condición de agarre seguro, (fig. 3, *III*) es $D_{min} = (1,1 \ldots 1,2)S$ o $D_{min} = (0,8 \ldots 0,85)D$.

Para una tuerca (cabeza) hexagonal la dimensión exterior del hexaedro (fig. 3, *IV*) es $D' = 1,155S$. Para una tuerca (cabeza) hexagonal con ángulos redondeados el diámetro mínimo de cilindro que se determina por la condición de agarre seguro, (fig. 3, *V*) es $D'_{min} = 1,1S$ o $D'_{min} = 0,95D'$.

Las dimensiones S_0 «boca de llave» (en mm) son las siguientes: 3; 3,2; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,6; 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12; 14; 17; 19; 22; 24; 27; 30; 32; 36; 41; 46; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110; 119; 120; 125; 130; 135; 140; 145; 150; 155; 160; 170; 175; 180; 185; 190; 200; 210; 220; 230; 240; 250.

Las dimensiones «boca de llave» en las piezas de sujeción de uso corriente se efectúa según el grado de precisión C_5, en las piezas de sujeción de precisión elevada, según el grado C_3 o C_{3a}. Las dimensiones S en las llaves se maquinan (en función de la precisión con que se fabrica la llave) según los grados de precisión (clases de ajuste) X_3 o X_5.

CORRELACIONES CONSTRUCTIVAS

Se diferencian tres tipos de tuercas y cabezas de pernos hexagonales: 1) tuercas aligeradas y pernos con cabeza aliviada (fig. 4, *I*); 2) tuercas normales y pernos con cabeza normal (fig. 4, *II*); 3) tuercas aumentadas y pernos con cabeza aumentada (fig. 4, *III*).

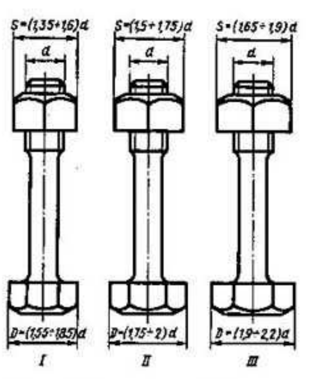


Fig. 4. Dimensiones de las tuercas y las cabezas de pernos hexagonales

En la fig. 5 se muestran en función del diámetro de la rosca d los valores medios de la dimensión «boca de llave» y de la dimensión exterior del hexágono D (así como las magnitudes S/d y D/d) para los pernos: aligerados *I*, normales *II* y con hexágono aumentado *III*.

En la construcción de maquinaria se nota la tendencia de usar las tuercas y las cabezas de pernos aligeradas, puesto que éstas, poseyendo una resistencia mecánica suficiente, tienen pequeñas dimensiones exteriores radiales y una masa reducida y permiten crear estructuras más compactas de los grupos de sujeción.

---

[1]) Según las normas del GOST (normas estatales de la URSS) vigentes para las dimensiones de las tuercas estas últimas se fabrican: 1) bajas de $h = 0,6$ (d es diámetro de la varilla roscada); 2) normales de $h = 0,3\ d$; 3) altas de $h = 1,2d$; 4) muy altas de $h = 1,5d$.

Fig. 5. Gráficos que muestran la dependencia de la dimensión «boca de la llave» S y la dimensión exterior D del hexágono para pernos y tuercas del diámetro de la rosca d

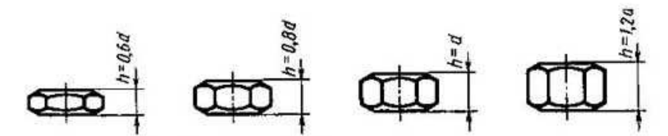


Fig. 6. Altura de las tuercas hexagonales

La altura de las tuercas[1]) (fig. 6) se hace igual a (0,6 . . . 1,2) d (d es diámetro nominal de la rosca). La práctica muestra que, siendo la altura $h = 0{,}7\ d$, la resistencia mecánica de la tuerca resulta igual a la de la parte roscada del perno. Las uniones empernadas con $h > 0{,}7\ d$ siempre se rompen bajo la carga de tracción por la rosca de

la varilla (bajo la tuerca). La altura de las cabezas de los pernos (fig. 7) se hace igual a (0,6 . . . 0,8) *d*.

En los topes del hexágono se practican chaflanes bajo el ángulo de 120°. Los chaflanes sirven para facilitar la colocación de la llave

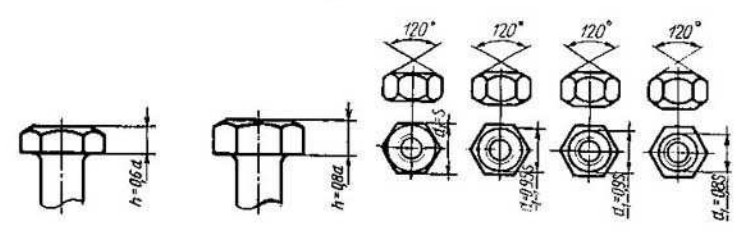


Fig. 7. Altura de las cabezas hexagonales de los pernos

Fig. 8. Dimensiones de los chaflanes en las tuercas hexagonales

en el hexágono y en las tuercas, además, para dar forma anular a la superficie de apoyo. Las dimensiones del chaflán se determinan por el diámetro inicial d_1 en el tope del hexágono (figs. 8 y 9). No hace

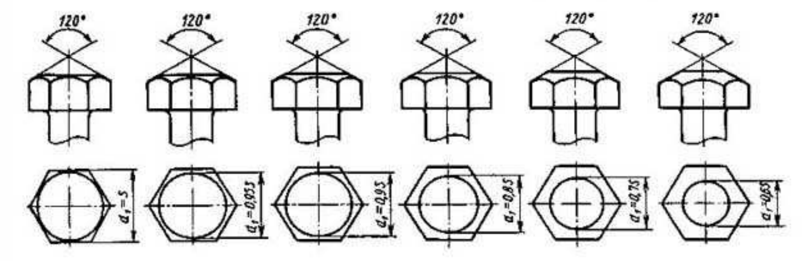


Fig. 9. Dimensiones de los chaflanes en las cabezas hexagonales de los pernos

mucho se usaba la dimensión $d_1 = S$ (*S* es la dimensión «boca de llave»). Hoy día están estandartizadas las tuercas con $d_1 =$ (0,9 . . . . . . 0,95) *S*.

En lo que se refiere a las cabezas de los pernos es posible reducir su dimensión d_1, sin perjudicar la resistencia mecánica, hasta (0,7 . . . 0,6) *S* (fig. 9), obteniendo ventaja en la masa de la estructura. Para las tuercas, la reducción de la dimensión d_1 conduce a la disminución de su superficie de apoyo.

Los hexágonos cuyo diámetro d_1 es reducido, al presentar su perfil tienen un aspecto diferente al de los hexágonos con $d_1 = S$. Los arcos de circunferencias que sustituyen convencionalmente las líneas hiperbólicas de transiciones de los chaflanes a las caras aquí no tocan (como en el caso $d_1 = S$) la línea del tope del hexágono (véase fig. 8).

Con frecuencia en la práctica de dibujo se desprecia esta diferencia y para simplificar el trabajo del dibujante por lo común se trazan los hexágonos del mismo modo como para el caso $d_1 = S$.

En la fig. 10 se dan las estructuras de los topes en los extremos roscados de los vástagos en las piezas de sujeción. La forma más propagada, (fig. 10, *I*) de tope es la que está torneada bajo el ángulo de

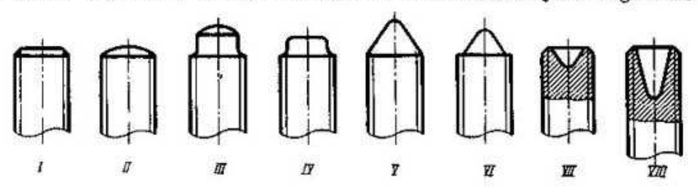


Fig. 10. Formas constructivas de los topes en los extremos roscados de los vástagos de las piezas de sujeción

45°. El cateto del chaflán c se hace igual, en promedio, al paso de la rosca S (fig. 11).

El tope esférico (fig. 10, *II*, *III*) se usa para pernos de presión; el tope cilíndrico redondeado (fig. 10, *IV*), para pernos y tornillos

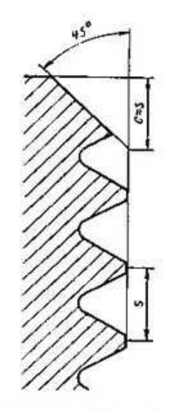


Fig. 11. Dimensiones del chaflán en el tope de los vástagos roscados

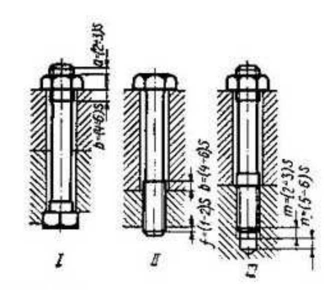


Fig. 12. Dimensiones de los sectores libres de rosca para las uniones de sujeción principales

grandes; los topes cónicos—buscadores (fig. 10, *V*, *VI*), para orientar el tornillo hacia los orificios roscados de acceso difícil. Los topes huecos (fig. 10, *VII*, *VIII*) se hacen para aumentar la compresibilidad de las espiras extremas en la rosca del perno.

En la fig. 12 se exponen las dimensiones de los tramos libres de la rosca para las uniones de sujeción de los tipos principales.

La longitud *a* del tramo libre de la rosca sobre la tuerca (fig. 12, *I*) debe ser igual a 2 ó 3 pasos; la longitud *b* del tramo libre de la rosca por debajo de la tuerca o sobre el agujero roscado (fig. 12, *II*) debe ser no menos que 4 ó 6 pasos; el extremo del perno (o del espárrago) tiene que salir fuera del agujero roscado pasante (fig. 12, *II*) en la magnitud *f*, igual a 1 ó 2 pasos.

Las correlaciones aducidas se refieren a los pernos (y espárragos) corrientes de dimensión media. Si los pernos y espárragos son largos, se debe determinar las reservas de las roscas basándose en el cálculo de las dimensiones acotadas en cadena de la unión.

En la fig. 12, *III* se dan las correlaciones para los espárragos (o tornillos enroscados) que se enroscan en agujeros ciegos. La longitud *m* del tramo libre en la rosca por debajo del tope del espárrago (se entiende la rosca con perfil total de las espiras) tiene que ser no menos que 2 ó 3 pasos; la distancia *n* desde las últimas espiras completas de la rosca hasta el fondo del agujero, al filetear con macho a mano, debe ser no menos que 5 ó 6 pasos. Al filetear en máquina es preciso aumentar dos veces la distancia *n* (en comparación con las cifras indicadas).

DISTRIBUCIÓN DE LA CARGA ENTRE LAS ESPIRAS DE LA ROSCA

En las uniones roscadas de estructura corriente la carga no se distribuye uniformemente entre las espiras de la rosca. Las primeras espiras de la rosca ubicadas cerca de la superficie de apoyo de la tuerca están mucho más cargadas que las ulteriores. Las investigaciones teóricas y experimentales demostraron que la primera espira percibe hasta del 30% de toda la carga, mientras que las espiras más alejadas permanecen prácticamente sin carga. La causa de este fenómeno consiste en una combinación desfavorable de las deformaciones que sufren la tuerca y la varilla bajo la carga. Los tramos de varilla más próximos a la carga, resultan traccionados con toda la fuerza. Las espiras de la rosca de la varilla, al sufrir una deformación igual a la de la varilla, también se desplazan en la dirección en que actúa la carga (fig. 13).

En la tuerca se observa el cuadro inverso: los tramos del cuerpo de la tuerca más próximos a la superficie de apoyo están comprimidos con toda la fuerza que actúa sobre la unión, las espiras de la rosca se desplazan en dirección opuesta al desplazamiento de las espiras de la varilla. La primera espira tiene mayor desplazamiento por lo que a ella corresponde una carga elevada.

En las espiras ulteriores las tensiones de tracción y la deformación de la varilla se reducen a medida que la fuerza se transmite de la varilla a la tuerca. También disminuyen las deformaciones por compresión en la tuerca lo que motiva la reducción de la carga sobre cada

espira ulterior. El fenómeno se expresa de modo tanto más acentuado, cuanto mayor es el valor absoluto de las deformaciones por tracción en la varilla y de las deformaciones por compresión en la tuerca cuya dirección es inversa a las anteriores, es decir, cuanto mayor es la tensión en la unión roscada. Por eso, desde el punto de vista de la resistencia mecánica y la distribución uniforme de la carga entre las

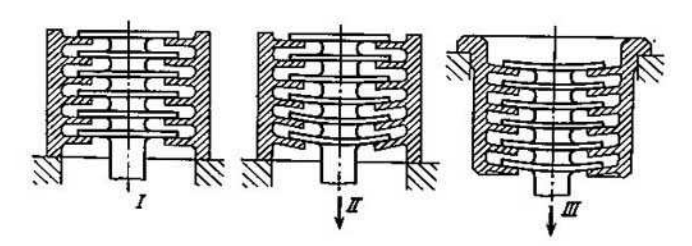


Fig. 13. Esquema de distribución de la carga entre las espiras de una unión roscada:

I y *II*—tuerca de compresión en las posiciones antes y después de la solicitación, respectivamente; *III*—tuerca de tracción, posición después de la solicitación.

espiras es ventajoso aumentar la sección de la parte roscada de la varilla y de la tuerca aumentando el diámetro de la rosca (fig. 14).

Por la misma causa la uniformidad en la distribución de la carga por las espiras es menor en las uniones con tornillos enroscados y en

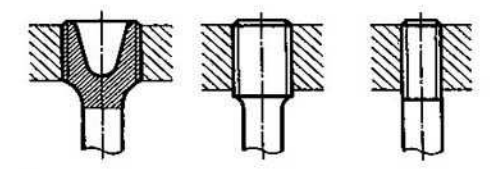


Fig. 14. Procedimientos para aumentar el diámetro de la rosca con objeto de disminuir las irregularidades de la carga entre espiras

el extremo enroscado de los espárragos, donde las secciones del cuerpo, por lo común, son considerablemente mayores que las secciones de la varilla. Constituyen una excepción los cuerpos de aleaciones ligeras con pequeño valor del módulo de elasticidad, lo que reduce la rigidez del cuerpo.

Las uniones roscadas son capaces de sufrir, hasta cierto grado, autoendurecimiento por deformación. Si las tensiones en las espiras más cargadas superan el límite de fluencia, entonces las espiras de la rosca se someten a la deformación plástica por cizallamiento y presión que provoca el aumento del paso en las espiras más cargadas de la tuerca y la disminución del paso en las espiras más

cargadas de la varilla, debido a lo cual la carga sobre la espira se iguala. Este fenómeno es característico sobre todo para las uniones roscadas fabricadas de materiales blandos y plásticos. En las uniones de materiales duros y resistentes la capacidad de autoendurecimiento por deformación es considerablemente inferior.

Existe una serie de los procedimientos efectivos que asegura la distribución uniforme de la carga por las espiras de la rosca en la varilla y la tuerca.

La solución consiste en obligar a la tuerca a deformarse en la misma dirección que la varilla. Es posible lograrlo desplazando la

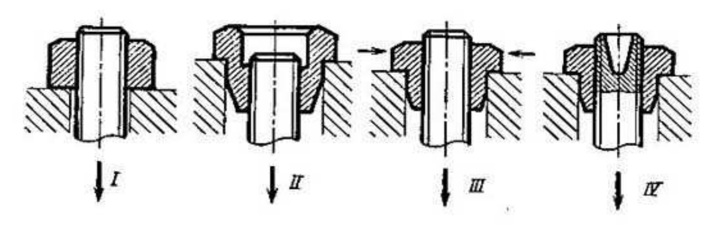


Fig. 15. Tuercas:
I—de compresión; *II*—de tracción; *III*—de tracción y compresión; *IV*—de tracción y compresión, en la varilla está practicada una cavidad descargadora

superficie de apoyo de la tuerca de tal modo que se encuentre más arriba que la última espira (fig. 15, *II*). El cuerpo de tuerca («falda») ubicado por debajo de la superficie de apoyo sufre en este caso deformación por tracción; el desplazamiento de las espiras en la tuerca está dirigido en el mismo sentido que el de las espiras en la varilla. Por eso la distribución de la carga por las espiras es más uniforme.

Las tuercas de esta índole, que han obtenido el nombre de tuercas «suspendidas» o de tracción (a diferencia de tuercas corrientes que se llaman de compresión), se usan ampliamente en las uniones roscadas de importancia especial en la construcción de maquinaria. Las inconveniencias de estas tuercas son sus dimensiones axiales y radiales aumentadas, así como la necesidad de ensanchar el diámetro del orificio en el cuerpo para la «falda» de la tuerca.

Si la superficie de apoyo de la tuerca se encuentra entre las primeras y las últimas espiras (fig. 15, *III*) se obtiene la llamada tuerca de tracción—compresión. Por debajo de la superficie de apoyo el cuerpo de la tuerca sufre tracción y por arriba, compresión. Siendo menos voluminosas que las tuercas de tracción, dichas tuercas prácticamente son equivalentes a las de tracción, puesto que el efecto positivo de tracción de la «falda» se complementa por el efecto positivo de la presión completa que sufren las espiras superiores a consecuencia de la deformación elástica en la parte superior de la tuerca bajo la acción de las fuerzas aplicadas en la superficie de apoyo.

Para obtener una distribución aún más uniforme de la carga por las espiras de la rosca en algunos casos en el tope de la varilla se hace una cavidad (fig. 15, *IV*) que aumenta la compresibilidad de las espiras superiores de varilla. Este procedimiento se usa primiordialmente para los pernos de gran diámetro.

Fig. 16. Perfil de la rosca en las uniones con paso aumentado de la rosca en la tuerca

A fin de distribuir uniformemente la carga por las espiras el paso en la rosca de la tuerca se hace varias micras mayor que el paso de la rosca en la varilla (fig. 16). El trabajo de una unión de esta índole está presentado esquemáticamente en la fig. 17. En la posición inicial, sin carga (fig. 17, *I*), las espiras inferiores de varilla se apartan de las espiras de la tuerca. A medida que se aplica la carga, a consecuencia de la extensión de la varilla, y la compresión de la tuerca, las espiras de la varilla se asientan sucesivamente sobre las espiras de la tuerca (fig. 17, *II*). Cuando la carga es completa todas las espiras comienzan a trabajar uniformemente (fig. 17, *III*). Este procedimiento no exige cambiar la forma de las tuercas

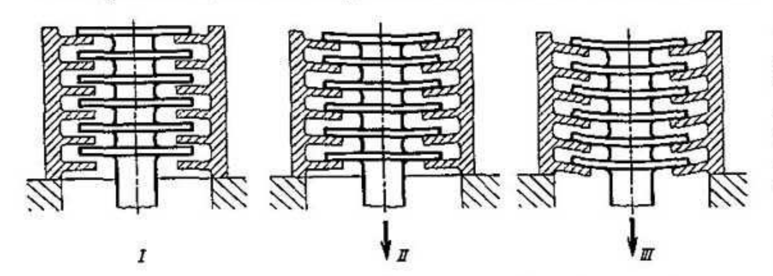


Fig. 17. Esquema de distribución de las cargas por las espiras en uniones con paso aumentado de la rosca en la tuerca:

I—posición inicial (antes de la solicitación); *II*—fase inicial de la solicitación; *III*—posición después de la solicitación

y su realización tecnológica es muy simple; al fabricar los machos de roscar es suficiente prever el aumento del paso.

El aumento necesario del paso de la rosca de una tuerca se puede determinar según el método siguiente.

Supongamos que una varilla está cargada con la fuerza P (fig. 18). Entre las espiras extremas (inferiores) de la varilla y de la tuerca hay una holgura $h = z\Delta s$, donde Δs es exceso de paso en la rosca de la tuerca sobre el paso en la rosca de la varilla; z es el número de espiras antecedentes (al contar desde la espira superior adherida estrechamente).

La holgura h debe eliminarse por medio de la deformación por tracción de la varilla λ_{trac} y la deformación por compresión de la tuerca λ_{comp} bajo la acción de la fuerza P, es decir, tiene que cumplirse la igualdad $h = \lambda_{trac} + \lambda_{comp}$.

La deformación por tracción de la varilla es

$$\lambda_{trac} = \frac{Pl}{EF_1}.$$

La deformación por compresión de la tuerca es

$$\text{comp} = \frac{Pl}{EF_2}.$$

donde $l = zs$ e la longitud de la unión roscada; E es el módulo de elasticidad (se supone que el material de la varilla y de la tuerca es el mismo); F_1 es la sección de la parte roscada de varilla; F_2 es la sección de tuerca.

Por consiguiente

$$h = z\Delta s = \frac{Pzs}{E}\left(\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2}\right).$$

Fig. 18. Determinación de la diferencia entre los pasos de la rosca en la tuerca y la varilla

De aquí

$$\frac{\Delta s}{s} = \frac{P}{E}\left(\frac{1}{F_1} + \frac{1}{F_2}\right) = \frac{P}{EF_1}\left(1 + \frac{F_1}{F_2}\right) = \frac{\sigma_1}{E}\left(1 + \frac{F_1}{F_2}\right), \tag{1}$$

donde σ_1 es la tensión de tracción en la parte roscada de varilla.

De modo aproximado se puede aceptar que

$$F_1 = \frac{\pi d_0^2}{4}; \quad F_2 = \frac{\pi}{4}(S^2 - d_0^2),$$

donde d_0 es el diámetro medio de la rosca; S es la dimensión de la tuerca «boca de llave».

Entonces

$$\frac{\Delta s}{s} = \frac{\sigma_1}{E}\,\frac{1}{1 - \left(\frac{d_0}{S}\right)^2}.$$

Para las tuercas en el intervalo de los diámetros más usados para las roscas de sujeción ($d = 8 \ldots 20$ mm) la relación $\frac{d_0}{S} \approx 0{,}67$ para las tuercas aligeradas y $\frac{d_0}{S} \approx 0{,}6$, para las tuercas normales.

Por consiguiente

$$\frac{\Delta s}{s} = (1{,}8 \ldots 1{,}5)\,\frac{\sigma_1}{E}, \tag{2}$$

donde el coeficiente 1,8 se refiere a las tuercas aligeradas y 1,5 a las normales.

En el diagrama (fig. 19) se exponen en función de la tensión de tracción σ_1 en la varilla, los valores de $\frac{\Delta s}{s}$ para las tuercas aligeradas y normales, calculados según la expresión (2). La magnitud E se toma igual a $22 \cdot 10^5$ kgf/cm^2 (acero).

Si se trata de las tensiones corrientes, que suelen aplicarse a las uniones de fuerza, $\sigma_1 = 2000$ kgf/cm², el valor $\frac{\Delta s}{s}$ para la tuerca aliviada es igual a 0,0016. Por consiguiente, cuando el paso de la rosca es igual a 2 mm, el paso de la rosca en la tuerca debe ser mayor que el paso de la rosca en el perno $0{,}0016 \cdot 2 = 3{,}2\ \mu$.

El diagrama de la fig. 19 muestra que la diferencia necesaria de los pasos depende del valor de la tensión en la varilla. Por consiguiente, en la unión con la diferencia entre los pasos determinada según la tensión calculada, al principio de la solicitación comienzan a trabajar las espiras superiores. Con la aproximación de la carga a la calculada las superficies inferiores de todas las espiras de la varilla se apoyan sobre las superficies superiores de las espiras de la tuerca y se produce la distribución uniforme de la carga entre las espiras. Al sobrepasar la carga calculada, más cargadas resultarán las espiras inferiores.

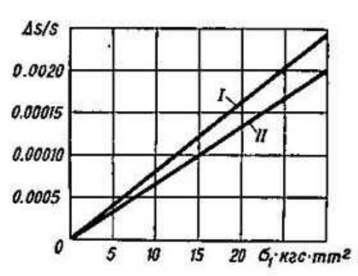


Fig. 19. Diferencia relativa de pasos $\frac{\Delta s}{s}$ en función de la tensión σ_1 en la varilla:
I—tuercas aliviadas; II—tuercas normales

La dependencia, existente entre la diferencia de pasos y el valor de la tensión, atestigua indirectamente la deducción obtenida acerca de que tiene sentido aumentar lo máximo posible las secciones de la parte roscada de la varilla y de la tuerca, es decir, el diámetro de la rosca.

Otros procedimientos encaminados a aumentar la uniformidad de distribución de los esfuerzos por las espiras, tales como, atribuir a la rosca en la tuerca una ligera conicidad (figs. 20 y 21), cortar las espiras inferiores de la rosca en la tuerca en cono (figs. 22, 23), emplear la rosca de perfil especial con compresibilidad elevada de las espiras (fig. 24), utilizar recubrimientos, no corresponden a la tecnología progresiva y son menos eficaces. La rosca cónica, por ejemplo, no permite el roscado pasante lo que es condición imprescindible para fabricar las tuercas con alto rendimiento en la producción en masa. El corte de la rosca en cono requiere un tratamiento adicional (individual).

En la fig. 25 se expone la tuerca con las espiras superiores previamente comprimidas, permaneciendo libres las inferiores, o sea, una estructura que en la práctica es igual a las tuercas con rosca cónica.

A una distribución más uniforme de la carga por las espiras contribuye la introducción de una capa intermedia plástica o elástica entre las espiras de la tuerca y de la varilla (por ejemplo, cadmiado o cincado de la rosca). La inconveniencia de este procedimiento con-

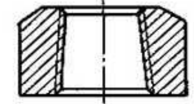


Fig. 20. Tuerca con rosca cónica

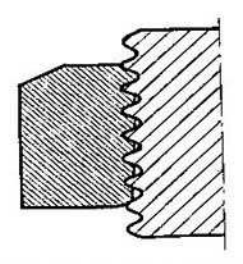


Fig. 21. Perfil de la rosca en uniones con rosca cónica en la tuerca

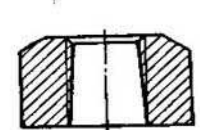


Fig. 22. Tuerca con tallado de la rosca en cono.

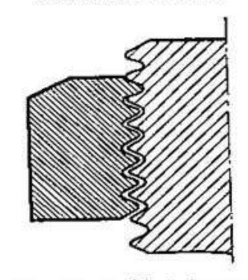


Fig. 23. Perfil de la rosca en uniones con tallado de la rosca en la tuerca en cono

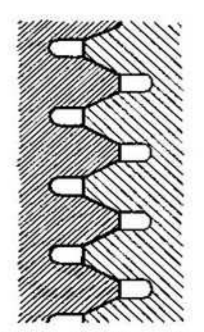


Fig. 24. Perfil de la rosca con compresibilidad elevada de las espiras

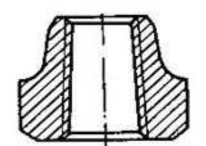


Fig. 25. Tuerca con las espiras superiores comprimidas

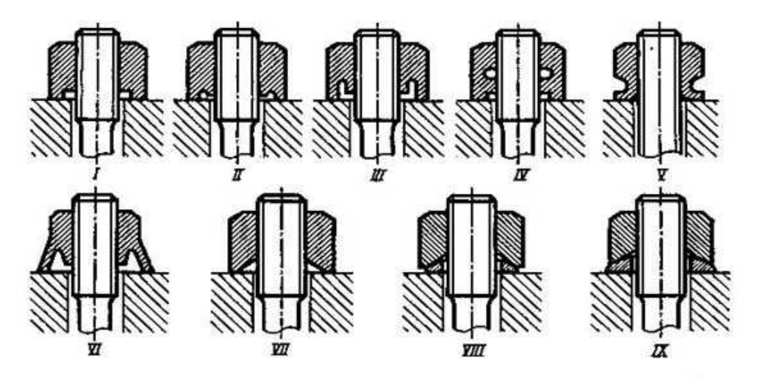


Fig. 26. Tuercas con rebajos descargadores por el lado de las espiras inferiores

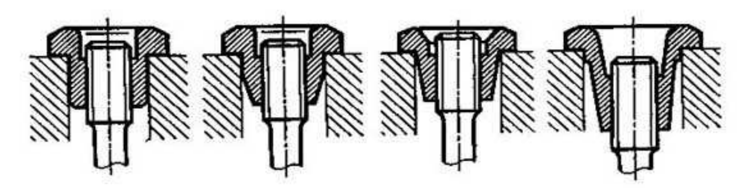


Fig. 27. Tuercas de tracción

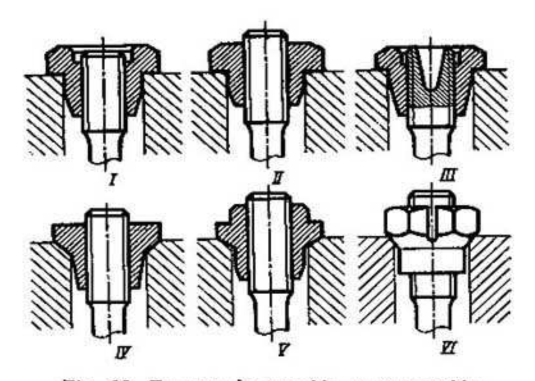


Fig. 28. Tuercas de tracción y compresión

siste en desgaste de la capa intermedia por el frote en el transcurso del tiempo (sobre todo, en las uniones que se desarman con frecuencia). En la fig. 26 se muestran otros procedimientos para elevar la uniformidad de distribución de la carga por las espiras.

La fig. 26, *I—VII* ofrece las tuercas con rebajos descargadores por el lado de las espiras inferiores. Su estructura tiene por objeto, por una parte, aumentar la compresibilidad de las espiras inferiores y, por otra parte, asegurar la compresión de las espiras superiores por las fuerzas que actúan sobre la superficie de apoyo de la tuerca al

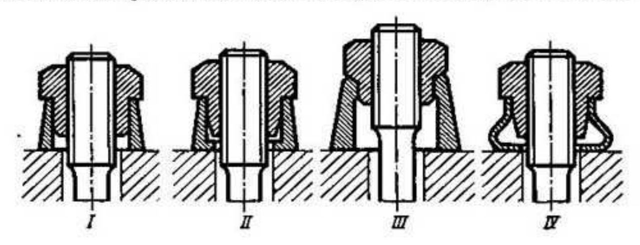


Fig. 29. Colocación de las tuercas suspendidas en soportes

apretarla. Este último efecto es especialmente característico para la estructura mostrada en la fig. 26, *IV*. En las estructuras expuestas en la fig. 26, *VIII*, *IX* el mismo efecto se logra mediante la colocación de arandelas esféricas por debajo de la tuerca las que, además, atribuyen a la tuerca la capacidad de autoajustarse.

En la fig. 27 se presentan distintas variantes constructivas de las tuercas de tracción; en la fig. 28, *I* a *VI* se muestran las tuercas de tracción—compresión. En la estructura representada en la fig. 28, *IV* y *V* las superficies de apoyo de las tuercas tienen forma cónica con el fin de aumentar el efecto de compresión elástica de las espiras superiores. Este efecto está reforzado en la estructura de la fig. 28, *VI* mediante ranuras radiales abiertas en la parte superior de la tuerca.

El defecto común de las tuercas «suspendidas» que consiste en la necesidad de aumentar el diámetro del orificio en el cuerpo para la «falda» de la tuerca, a veces con abocardado del agujero a cono (como en las estructuras de la fig. 28, *IV*, *V* y *VI*) se supera colocando las tuercas sobre soportes (fig. 29, *I*, *II* y *III*). En la estructura de la fig. 29, *IV* en calidad del soporte se emplea una taza de resorte que simultáneamente sirve para la retención elástica de la tuerca contra el desenrosque espontáneo.

PERNOS

Los pernos estandartizados según el grado de precisión (calidad de maquinado) de su superficie se dividen en los: 1) de precisión normal; 2) de precisión elevada y 3) de precisión basta.

Para los pernos estandartizados se usa la rosca métrica de paso grande y pequeño. Al elegir los pasos de las roscas es necesario dar preferencia a los pasos grandes.

Según el GOST 1759—70 para pernos, tornillos y espárragos fabricados de aceros aleados y al carbono están establecidas las siguientes clases de resistencia mecánica: 3,6; 4,6; 4,8; 5,6; 5,8; 6,6; 6,8; 6,9; 8,8; 10,9; 12,9; 14,9. El primer número multiplicado por 10 determina la resistencia mínima a la rotura en kgf/mm²; el segundo número dividido por 10 determina la relación entre el límite de fluencia y la resistencia a la rotura en %; el producto de los números determina el límite de fluencia en kgf/mm². Para las tuercas fabricadas

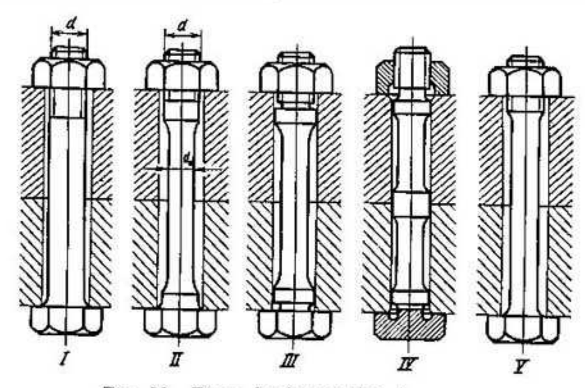


Fig. 30. Tipos fundamentales de pernos

de los mismos aceros están establecidas las clases de resistencia mecánica: 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14. El número que designa la clase de resistencia mecánica multiplicado por 10 da el valor de la tensión en función de la carga en kgf/mm².

Para pernos, tornillos y espárragos fabricados de aceros resistentes a la corrosión, termorresistentes, termoestables y resistentes al calor están establecidos los grupos que determinan sus propiedades: 21, 22, 23, 24, 25 y 26. Las propiedades mecánicas de las tuercas, producidas de los mismos aceros, están establecidas según los grupos: 21, 23, 25 y 26.

Los tipos fundamentales de pernos se muestran en la fig. 30.

En la fig. 30, *I* se muestra un perno «rígido» con diámetro de la varilla igual al diámetro exterior de la rosca. Esta forma se conservó sólo para los pernos cortos o poco cargados. En casos de importancia se usan los pernos «elásticos» (fig. 30, *II*) con diámetro de la varilla d_0 reducido, por lo menos, hasta el diámetro interior de la rosca o aún más, hasta 0,8 e incluso hasta 0,7 del diámetro nominal de la rosca.

Se conoce que el aumento de la elasticidad de los pernos mejora las condiciones de trabajo de la unión de apriete sometida a la acción de la carga de impacto.

Los pernos finos son menos sensibles a los ladeos que surgen como resultado de la falta de perpendicularidad entre las superficies de apoyo de la cabeza y de la tuerca, así como debido a la ausencia de paralelismo entre la parte roscada y el eje del perno. El adelgazamiento de la varilla permite realizar transiciones uniformes entre la

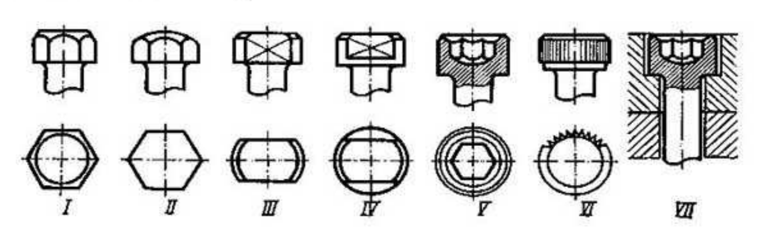


Fig. 31. Formas de las cabezas de los pernos

varilla del perno y el sector roscado, así como entre la varilla del perno y la cabeza con el aumento simultáneo de la resistencia a la fatiga del tornillo. Esto asegura una resistencia elevada de los pernos elásticos a las cargas cíclicas.

En los tramos adyacentes al sector roscado y la cabeza, los pernos se dotan de centradores (fig. 30, *II*, *III*, *IV*). Con frecuencia éstos no se hacen (fig. 30, *V*) con lo que aumenta la elasticidad del perno y su capacidad de autoajustarse en los agujeros de las piezas a apretar.

A las cabezas de pernos por lo común se les da la forma de hexágono (fig. 31, *I*, *II*). Se usan también otras formas de cabezas: con rebajos planos para la dimensión «boca de llave» (fig. 31, *III*, *IV*), con hexágono interior (fig. 31, *V*), con estrías triangulares (fig. 31, *VI*).

Las cabezas con hexágono interior se emplean las más de las veces en caso de colocación «escondida» (fig. 31, *VII*) cuando no hay acceso a la cabeza con la llave exterior.

Gran importancia para la resistencia mecánica del perno tiene la forma de transición de la varilla a la cabeza y al sector roscado. La cabeza debe unirse a la varilla mediante una curva de acuerdo (fig. 32, *II*) cuyo radio R no es menor que 0,2 d (fig. 32, *I* no tiene curva de acuerdo).

El adelgazamiento de las varillas de los pernos abre las posibilidades de usar curvas de acuerdo de forma cónica (fig. 32, *III*) y elíptica (fig. 32, *IV*) que son las más favorables para la resistencia a la fatiga, así como de aprovechar los rebajos descargadores (fig. 32, *V*, *VI* y *VII*). La forma más favorable de conjugación la tienen las cabezas con superficie de apoyo cónica (fig. 32, *VIII* y *IX*).

Las partes roscadas deben unirse con la varilla por medio de una curva de acuerdo (fig. 33, *I*) cuyo radio no sea menor que $R = \frac{d - d_0}{2}$ (*d* es el diámetro exterior de la rosca; d_0 es el diámetro de la varilla), y mejor mediante un radio mayor, del orden de $R = d$ (fig. 33, *II*),

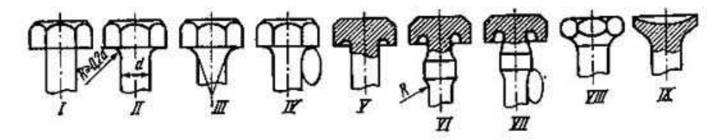


Fig. 32. Conjugación de las cabezas y los sectores roscados con la varilla del perno

un cono (fig. 33, *III*), o una curva de acuerdo elíptica (fig. 33, *IV*) que asegura la salida brusca de rosca y la unión uniforme de la parte roscada con la varilla.

La conjugación de los centradores con la varilla (fig. 32, *VI* y *VII*) se realiza con ayuda de las curvas de acuerdo del mismo tipo.

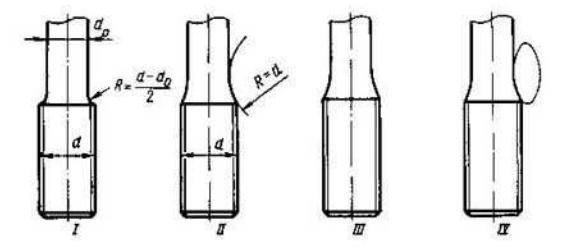


Fig. 33. Formas de conjugación del sector roscado del perno con la varilla

En el caso de que la elasticidad propia del tornillo, incluso del adelgazado (véase fig. 30, *V*) no es suficiente para asegurar un trabajo correcto de la unión, se colocan elementos que crean elasticidad adicional (fig. 34). Si lo permiten las dimensiones axiales, se aumenta la longitud del perno con ayuda de soportes que se colocan por debajo de la tuerca (fig. 34, *III*), a veces, mediante la introducción de un elemento de resorte (fig. 34, *IV*). Si las dimensiones axiales están limitadas, entonces los elementos elásticos se desarrollan en dirección radial, empleando arandelas adicionadas elásticas (fig. 34, *V* y *VI*).

La fig. 34, *VII* muestra una estructura singular que asegura alta elasticidad con dimensiones axiales y radiales pequeñas. El tornillo se coloca en dos casquillos concéntricos. Al apretar el tornillo el casquillo exterior *a* se extiende, mientras que el interior *b* se comprime.

Las secciones del tornillo y de los casquillos son iguales. De tal modo la unión tiene una elasticidad que es aproximadamente 3 veces mayor que la del mismo perno.

Para que la unión a rosca trabaje correctamente, es necesario que la fuerza efectiva sea aplicada a la unión por el eje, en otras palabras, que la unión no tenga ladeos y el tornillo no sufra flexión alguna. Los tornillos elásticos por sí mismos compensan bien los ladeos; sin embargo, la flexión provoca en la varilla

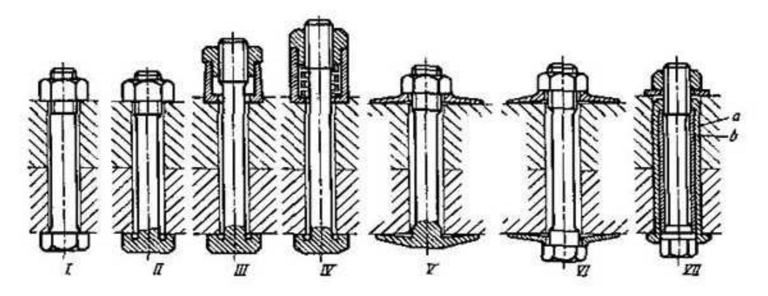


Fig. 34. Métodos para elevar la elasticidad de las uniones empernadas. Pernos: *I*—rígido; *II*—elástico; *III*—alargado elástico; *IV*—con muelle axial; *V*—con cabeza elástica y arandela de resorte; *VI*—con arandelas de resorte; *VII*—con casquillos de tracción (*a*) y de compresión (*b*)

del perno tensiones indeseables. Por eso para prevenir los ladeos en las uniones de importancia se toman medidas especiales, por ejemplo, se hace la rosca libre en la unión. A diferencia de las antiguas teorías que exigían aumentar de todo modo la densidad de la rosca para elevar la fiabilidad de la unión a rosca, la nueva teoría ha demostrado convincentemente las ventajas de la rosca libre. La rosca de esta índole permite que la tuerca se autoajuste algo respecto al extremo roscado del tornillo, lo que contribuye al funcionamiento correcto de la unión. Al mismo tiempo la holgura aumentada en la rosca libre favorece a una distribución más uniforme de la carga entre las espiras lo que, a su vez, aumenta la resistencia mecánica de la unión.

En las uniones de importancia se usa ampliamente el principio de autoajuste. En la fig. 35 se exponen procedimientos encaminados a permitir el autoajuste (aproximadamente en orden de la libertad creciente de autoajuste). Son los siguientes: cavidades anulares en la tuerca y la cabeza (fig. 35, *I*), arandelas de metal blando (fig. 35, *II*), empleo de tuercas con superficie de apoyo esférica (fig. 35, *III*), colocación de arandelas esféricas por debajo de la tuerca (fig. 35, *IV* y *V*).

La máxima libertad de autoajuste se asegura cuando las arandelas esféricas se colocan tanto por debajo de la tuerca, como por debajo de la cabeza de tornillo (fig. 35, *VI*, *VII* y *VIII*). El radio de la esfera en las arandelas esféricas de autoajuste se hace igual a $R = (1,5 \ldots 2,5)\, d$ (donde d es el diámetro de la rosca).

Apriete de pernos. Al tensar una tuerca es preciso fijar con seguridad el perno de modo que no gire. Si el montaje se realiza

en tal posición que la cabeza del tornillo se encuentra abajo, es necesario, además, sujetar el tornillo para que no se caiga. Es incómodo sujetar la cabeza del tornillo con la llave y en algunos casos esto es imposible debido a las dimensiones limitadas.

En la fig. 36 se exponen los métodos para fijar el tornillo de modo que no gire. El método de fijación con ayuda de una cabecera cónica

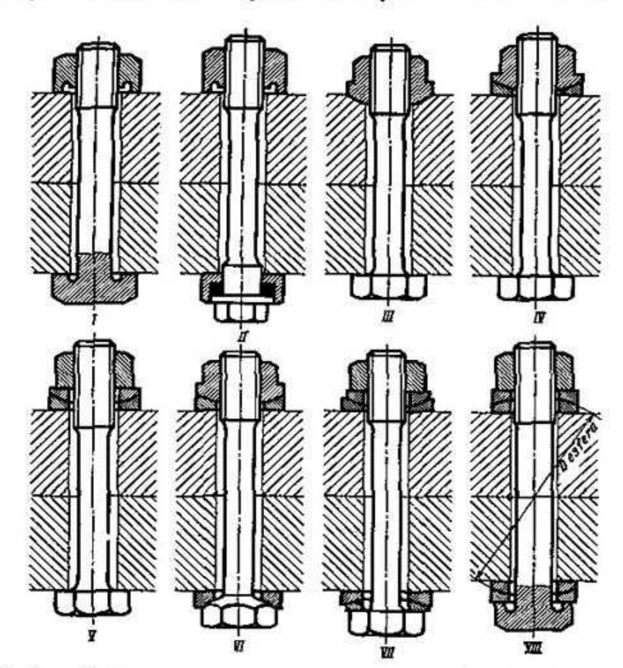


Fig. 35. Procedimientos para asegurar el autoajuste en las uniones empernadas

(fig. 36, *I*, *II* y *III*) que se basa en el rozamiento elevado contra las superficies de apoyo cónicas, no se puede recomendar, puesto que la fijación no resulta suficientemente rígida.

Métodos de fijación rígida se muestran en la fig. 36, *IV* a *X*. Por lo general las tuercas hexagonales se fijan apoyando una de sus caras contra el resalto en el cuerpo de la pieza. (fig. 36, *IV*, *a*). En las piezas cilíndricas (tipo de bridas) la fijación se realiza apoyando la tuerca en su rebajo circular (fig. 36, *IV*, *b*). En los tornillos de cabeza cilíndrica para este fin se maquinan rebajos planos (fig. 36, *V*). Algunas cabezas se fabrican con una cara de fijación (fig. 36, *VI* y *VII*) que sale fuera de los límites del cilindro de la cabeza.

En la fig. 36, *VIII*, *IX* y *X* se muestran los procedimientos de fijación por medio de un saliente hecho de una pieza con la cabeza del tornillo; el saliente se introduce en una cavidad practicada en el cuerpo de la pieza.

Los métodos usados para fijar los tornillos dados en la fig. 36, *VI*—*X* son considerablemente más caros en comparación con los métodos

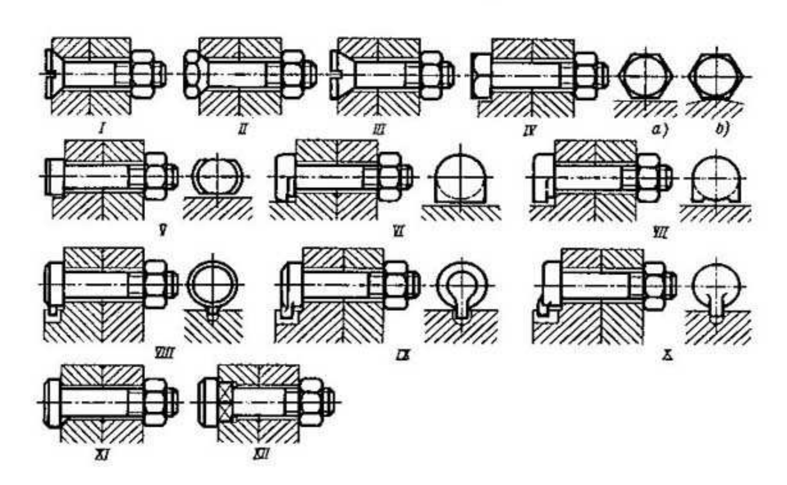


Fig. 36. Procedimientos para fijar el perno de modo que no gire durante el apriete

simples de fijación por una cara o un rebajo plano, por lo que ellos sólo se usan en unos casos especiales.

Los procedimientos de fijación mediante los salientes situados por debajo de las cabezas (fig. 36, *XI*) o las cabeceras cuadradas (fig. 36, *XII*) hoy día no se usan por no corresponder a la tecnología progresiva (es dificultoso maquinar los alojamientos para las cabeceras).

Es conveniente advertir de los errores que se cometen con frecuencia en el diseño de los elementos de fijación. Con cualquier procedimiento de fijación no se puede permitir la aplicación excéntrica de la carga sobre la cabeza y el debilitamiento de esta última. Ejemplos de estructuras erróneas se exponen en la fig. 37. En las estructuras de la fig. 37, *I*, *II* y *III* es inevitable la carga excéntrica debido a la forma asimétrica de la superficie de apoyo que tiene la cabeza. La estructura de la fig. 37, *IV* debilita bruscamente la cabeza del tornillo y, además, provoca una carga excéntrica, puesto que se ha alterado la integridad de la superficie de apoyo.

En la estructura mostrada en la fig. 38 se fija el extremo enroscado del tornillo. En el cuerpo del tornillo están abiertas dos entalladuras en las que entran los dientes realizados en el agujero de la

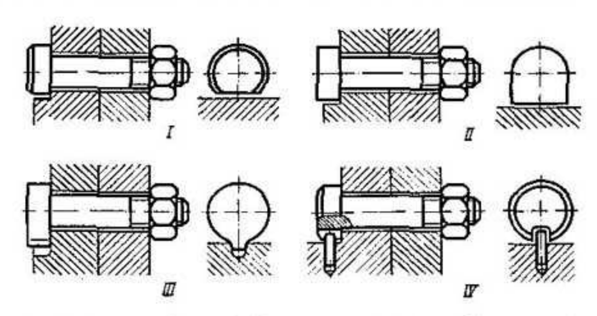


Fig. 37. Estructuras erróneas de elementos que aseguran el perno contra el giro

pieza a apretar. Al aplicar este procedimiento se previene eficazmente la torsión del tornillo durante el apriete lo que tiene gran importancia para los tornillos largos. Dicha estructura es aplicable sólo para las piezas de acero.

Fig. 38. Fijación del perno, asegurándolo contra el giro, mediante las entalladuras en su extremo enroscado

Además de fijar los pernos para prevenir su giro es necesario sujetarlos en la dirección axial en el transcurso del apriete. La fijación axial es obligatoria para los métodos mecanizados de montaje con apriete de las tuercas mediante giratuercas. Lo mejor es prever la fijación rígida del tornillo en dirección axial.

En la fig. 39 se muestran los métodos de fijación axial de los tornillos (a título de ejemplo se toma la fijación de una pieza cilíndrica al cuerpo). En la estructura presentada en la fig. 39, *I*, *II* la fijación se realiza con ayuda de anillos de cierre introducidos en los rebajos circulares practicados en los cuerpos de los tornillos. En las estructuras de la fig. 39, *III* y *IV* todos los tornillos se fijan simultáneamente por un anillo de cierre (fig. 39, *III*) colocado en el cuerpo, o mediante una lámina (fig. 39, *IV*) que además impide el giro de los tornillos.

En la fig. 39, *V* se expone una estructura que asegura la fijación axial e impide el giro: el tornillo está permanentemente fijado en el cuerpo con una tuerca. Un resultado análogo puede obtenerse al usar espárragos en vez de tornillos (fig. 39, *VI*).

Hace falta decir varias palabras acerca del montaje de los anillos de cierre en caso de la fijación axial de tornillos según el procedimiento presentado en la fig. 39, *I* y *II*. En la fig. 40, *I*, *II* y *III* se muestran procedimientos incorrectos (erróneos) usados para colocar los anillos de cierre; éstos se montan en

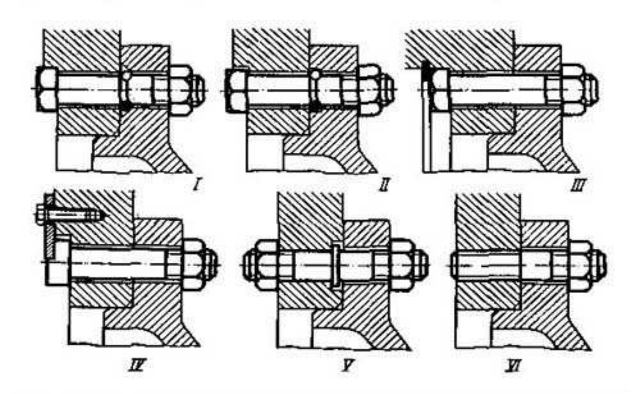


Fig. 39. Procedimientos para fijar los pernos en dirección axial

los rebajos practicados en el cuerpo; su colocación en el tornillo introducido previamente en el cuerpo es imposible o extremamente difícil. Para facilitar el montaje en este caso sería necesario aumentar el diámetro del rebajo en el

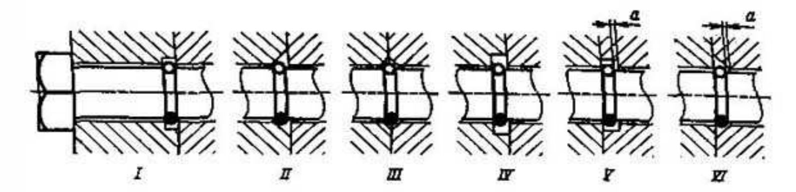


Fig. 40. Procedimientos para colocar los anillos de cierre en la fijación axial: *I* a *III*—incorrecto; *IV* a *VI*—correcto

cuerpo hasta una dimensión por lo menos igual a la del anillo de cierre en estado abierto (fig. 40, *IV*).

Los procedimientos correctos de colocar los anillos de cierre se exponen en la fig. 40, *V* y *VI*. Aquí los rebajos se han practicado en la pieza que se aprieta; el tope plano del cuerpo permite colocar sin dificultad el anillo de cierre. Para asegurar un apriete compacto de la pieza con el cuerpo es necesario prever la holgura *a* (fig. 40, *V*) entre la pared del rebajo y el anillo de cierre.

Al apretar tornillos largos hace falta impedir su torcimiento por el momento de apriete. Con este objeto en el tope del tornillo se prevén dispositivos para la llave (fig. 41, *I* y *II*) o el extremo del tornillo

se fija rígidamente contra el giro mediante una arandela adicionada *a* (ig. 41, *III*) que entra en las ranuras practicadas en el extremo de

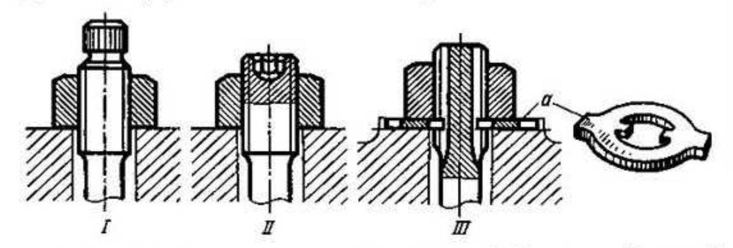


Fig. 41. Procedimientos para prevenir la torsión de los pernos durante el apriete

perno y en el cuerpo. Otro procedimiento de fijación se expone en la fig. 38.

El esfuerzo de apriete tiene gran importancia para la resistencia mecánica y la capacidad de trabajo de la unión empernada. El valor indispensable del esfuerzo de apriete se determina por medio de cálculos o experimentalmente. En las uniones de responsabilidad el

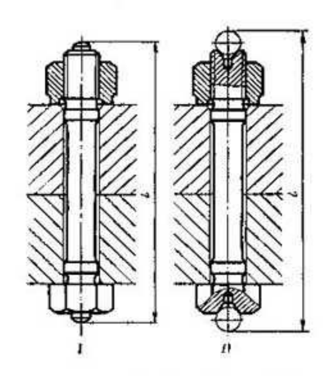


Fig. 42. Medición del estirado elástico de un perno durante el apriete

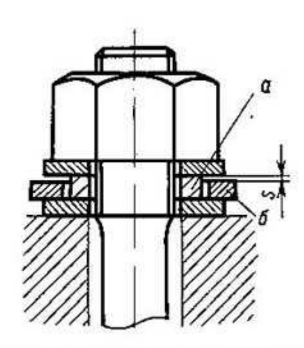


Fig. 43. Procedimiento para controlar el esfuerzo de apriete con ayuda de una arandela indicadora.

apriete se controla por medio de una llave dinamométrica o mediante el valor de la extensión elástica del tornillo (este procedimiento es más exacto). En el último caso en la estructura del tornillo es preciso prever medios que faciliten la medición: en el tope y la cabeza del tornillo se producen resaltos esféricos que permiten medir la exten-

sión del tornillo con un micrómetro (fig. 42, *I*) o se maquinan alojamientos para colocar las bolas durante la medición (fig. 42, *II*).

En la fig. 43 se muestra otro procedimiento usado para controlar el valor del esfuerzo de apriete con ayuda de una arandela de señal. Bajo la tuerca entre dos arandelas corrientes se coloca una arandela de medición *a* fabricada de un

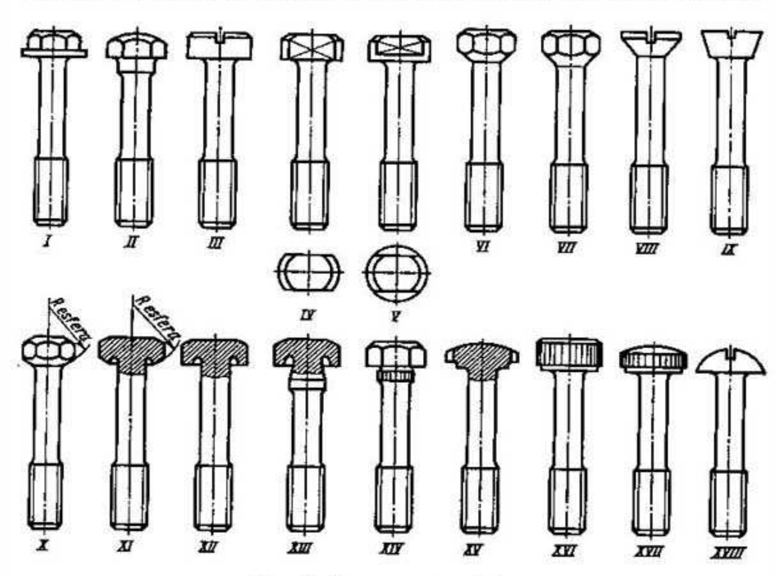


Fig. 44. Pernos no estándar:

I—con cabeza hexagonal y superficie de apoyo aumentada; *II*—con cabeza hexagonal semiesférica; *III*—con cabeza cilíndrica y entalladura para el destornillador; *IV*—con cabeza cilíndrica y dos rebajos planos; *V*—con cabeza cilíndrica y dos rebajos planos no por toda la altura de la cabeza; *VI* y *VII*—con cabeza hexagonal y cabecera cónica; *VIII* y *IX*—con cabeza cónica perdida; *X* y *XI*—con superficie de apoyo esférica de la cabeza; *XII*—con cabeza hexagonal y rebajo descargador; *XIII*—con cabeza hexagonal, rebajo descargador y cuello centrador; *XIV*—con cabeza hexagonal y cabecera estriada; *XV*—con cabeza semiesférica y estrías para la llave; *XVI* y *XVII* con cabeza estriada; *XVIII*—con cabeza semiesférica y entalladura para el destornillador

metal plástico. En forma concéntrica con ésta se coloca la arandela de señal *b*. El espesor de la arandela *a* es mayor que el de la arandela *b* en un valor estrictamente determinado *s*; este valor, a la par con las características plásticas del material de la arandela *a*, determina el esfuerzo de apriete.

En curso del apriete la arandela de medición se aplasta. Hasta que no esté eliminada la holgura, la arandela de señal *b* gira libremente. El apriete se termina cuando la arandela *b* deja de girarse a mano; esto muestra que la holgura *s* está eliminada y el apriete se ha realizado con el esfuerzo requerido.

En las figs. 44 y 45 se exponen algunos tipos de pernos especiales y no estandartizados.

Pernos enroscados. Estos pernos son muy parecidos por su estructura a los pernos con tuercas enroscadas, aunque como elementos de sujeción, desde el punto de vista de su funcionamiento se diferencian radicalmente de los últimos.

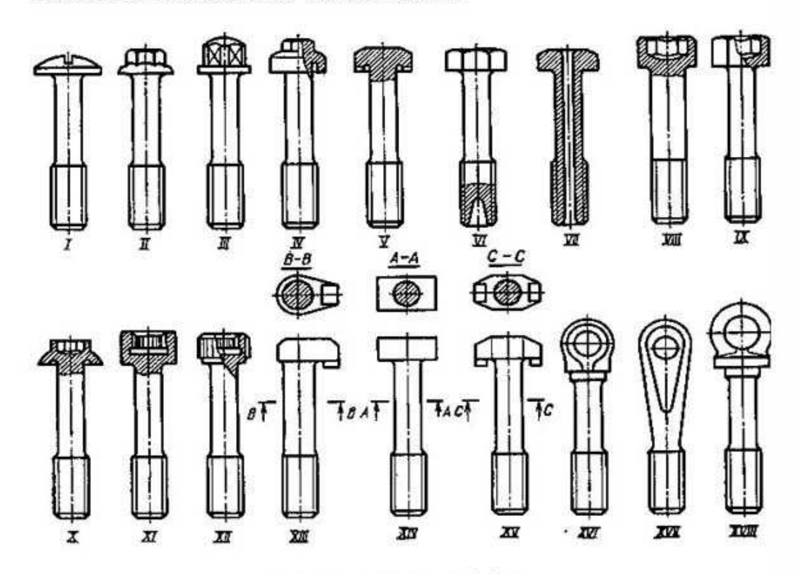


Fig. 45. Pernos especiales:

I—con cabeza cilindroesférica y entalladura para el destornillador; *II*—con cabeza semiesférica y hexágono; *III*—con cabeza cuadrada disminuida; *IV*—con cabeza que tiene rebajo descargador y hexágono disminuido; *V*—con cabeza hexagonal y dientes en el tope para su fijación; *VI*—con cavidad descargadora en el tope del vástago; *VII*—hueco; *VIII* y *IX*—con hexágono interior; *X*—con cabeza semiesférica y héxágono interior; *XI*—con estrías interiores; *XII*—con estrías exteriores e interiores; *XIII*—con cabeza en L invertida; *XIV*—con cabeza en T; *XV*—con cabeza en T y estrías de apoyo; *XVI* y *XVII*—con orejeta esférica; *XVIII*—cáncamo

La mayoría de los tipos de tornillos presentados en las figs. 44 y 45 pueden usarse en calidad de los tornillos enroscados.

En la fig. 46, *I* se expone un tornillo enroscado rígido con cabeza hexagonal, en la fig. 46, *II* y *III*, tornillos elásticos; en la fig. 46, *IV* se muestra un tornillo que se enrosca en un casquillo de reducción (en el caso de enroscarlo en un cuerpo de aleaciones ligeras).

Los tipos principales de casquillos de reducción (casquillos roscados) y los procedimientos de su instalación en el cuerpo se dan en la fig. 47. Los casquillos de reducción se fabrican de acero (con menos frecuencia de bronce) y se enroscan en rosca forzada con ayuda, las màs de las veces, de adaptadores para roscas interiores o exteriores.

Para asegurar una conjugación compacta de la pieza que se aprieta, la superficie de contacto se acaba después de colocar los casquillos de reducción (fig. 47, *I*). Es más tecnológico el procedimiento

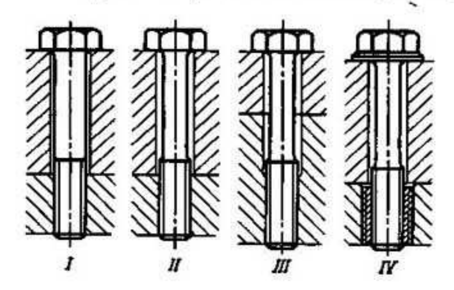


Fig. 46. Tipos principales de los pernos enroscados con cabeza hexagonal

en que los casquillos de reducción se colocan con cierto rebajo respecto a la superficie previamente maquinada del cuerpo (fig. 47, *II—VI*). Los casquillos de reducción se enroscan hasta el tope en el fondo del agujero (fig. 47, *I*), en las últimas espiras de la rosca del agujero

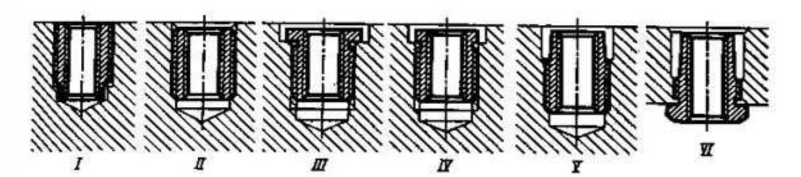


Fig. 47. Estructuras de los casquillos de reducción (roscados)

(fig. 47, *II*), en el ribete (fig. 47, *III*) o en el torneado liso en la cara exterior del casquillo de reducción (fig. 47, *IV*).

En la fig. 47, *V* se muestra la estructura de un casquillo de reducción con «cuello» adelgazado que permite obtener una distribución uniforme de la carga por las espiras de la rosca. En la fig. 47, *VI* está representada la estructura de un casquillo de reducción que se enrosca por el lado opuesto del agujero (en caso de un orificio pasante).

En la fig. 48 se muestra un casquillo de reducción autopenetrador que se usa para su instalación en los cuerpos de metales blandos y de plásticos. En su superficie exterior el casquillo de reducción lleva un cinturón de pequeñas estrías longitudinales *a* y varios dientes anulares *b* de perfil triangular. Los extremos ranurados del casquillo de reducción se doblan hacia adentro después de lo que el casquillo se templa. Luego éste se introduce en el cuerpo de tal modo que las estrías longitudinales se profundicen en las paredes del alojamiento.

Al enroscar el extremo fileteado, el tornillo ensancha los extremos del casquillo de reducción. Entonces los dientes anulares «se clavan» en las paredes del alojamiento, asegurando la unión entre el casquillo de reducción y el cuerpo.

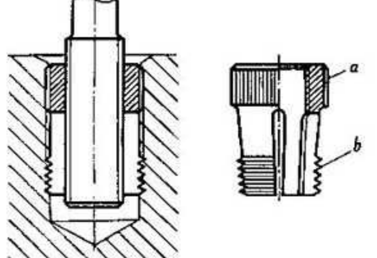


Fig. 48. Casquillo de reducción de autopenetración

Al colocar los pernos enroscados es deseable asegurar la libertad de autoajuste de la cabeza respecto a la superficie de apoyo. Este requisito se refiere más a los tornillos enroscados que a las piezas de sujeción de otros tipos; los tornillos con tuercas tienen mayores posibilidades para el autoajuste, puesto que el tornillo se conjuga con las piezas apretadas sólo por medio de las superficies anulares de apoyo que tienen la cabeza y la tuerca; en los espárragos largos el problema se facilita por la elasticidad del vástago del espárrago.

En la fig. 49 se muestran los procedimientos usados para crear la posibilidad de autoajuste. En la estructura presentada en la fig. 49, *I*

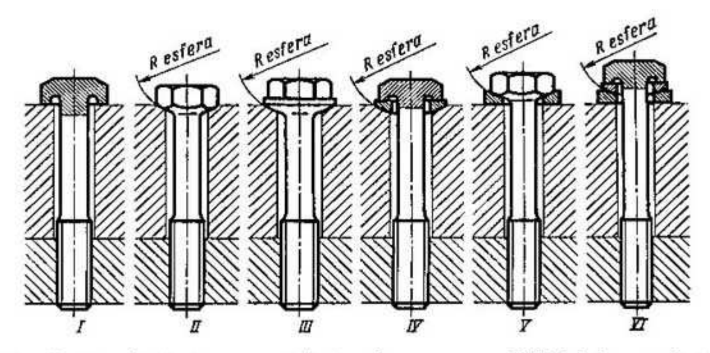


Fig. 49. Procedimientos para atribuir a los pernos posibilidad de autoajuste

cierto autoajuste de la cabeza se logra con ayuda del rebajo descargador debajo de la cabeza. Lo más conveniente de todo es el uso de superficies esféricas de apoyo (fig. 49, *II* a *VI*).

En las máquinas y los conjuntos en que, según los requisitos planteados a las dimensiones o al aspecto exterior, es indeseable el empleo de cabezas sobresalientes, con frecuencia se instalan tornillos de cabeza cilíndrica con hexágono interior o estrías triangulares pequeñ s;

la cabeza se profundiza en el alojamiento de la pieza que se aprieta (fig. 50).

Para enroscar más fácilmente los pernos con cabeza cilíndrica en las etapas iniciales cuando éste se gira «a mano» la superficie exterior de la cabeza con frecuencia se moletea (fig. 51).

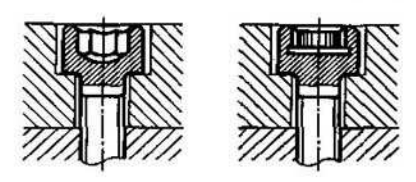


Fig. 50. Colocación de pernos con elementos de enrosque interiores

En la fig. 52 se muestran unas estructuras de las cabezas con elementos exteriores e interiores que permiten enroscar tanto con llave exterior como con interior.

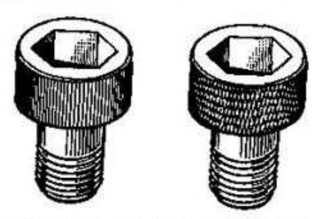


Fig. 51. Cabezas de pernos con moleteado exterior

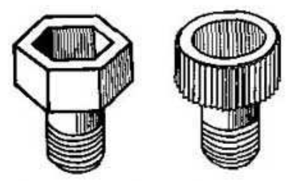


Fig. 52. Cabezas de tornillos con elementos de enrosque interiores y exteriores

ESPÁRRAGOS

En la fig. 53 se exponen las estructuras principales de los espárragos. La estructura del espárrago rígido (fig. 53, *I*) con el vástago de diámetro igual al de la rosca se usa cada vez con menos frecuencia y sólo para espárragos cortos. A las inconveniencias de este espárrago pueden referirse: su rigidez, ausencia de economía de la masa, dificultad de usar procedimientos altamente productivos para laminar, fresar y rectificar la rosca para roscas de precisión, etc. Con frecuencia se usan espárragos aligerados (fig. 53, *II* y *III*) con diámetro reducido del vástago igual al diámetro interior de la rosca o menor que éste (en promedio el diámetro del vástago se hace igual a 0,6-0,8 del diámetro exterior de la rosca). Sus ventajas consisten en: equirresistencia mecánica de las partes roscada y lisa del espárrago, elasticidad, menor masa y posibilidad de aplicar procedimientos altamente productivos para la fabricación de la rosca, etc.

Hoy en día el torneado liso *a* cerca del extremo exterior del espárrago (fig. 53, *II*) que se usó en primeras estructuras aligeradas de los espárragos, por lo general, no se hace; el extremo roscado del espárrago se reduce mediante una curva suave de acuerdo directamente al vástago (fig. 53, *III*). La eliminación del torneado facilita considerablemente la elaboración de la rosca la que, en el caso dado, puede maquinarse de parte a parte.

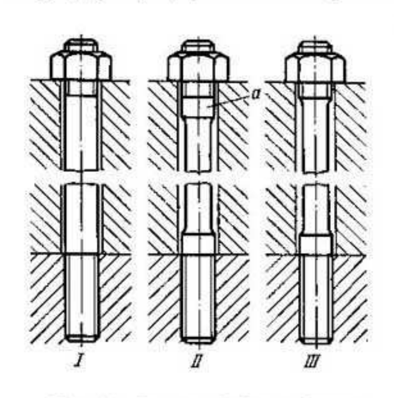


Fig. 53. Formas de los espárragos

La profundidad hasta la que se enrosca el espárrago, depende del material del cuerpo (fig. 54, *I* a *IV*). En la práctica en las uniones de responsabilidad dicha profundidad se hace considerablemente mayor de la que se indica en la fig. 54.

Al enroscar en los cuerpos fabricados de materiales frágiles (fundición gris) o blandos (aleaciones de aluminio, de magnesio, de

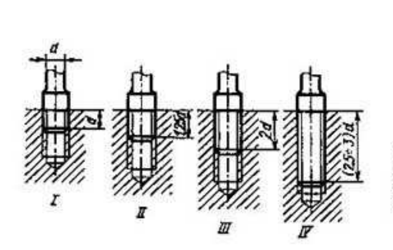


Fig. 54. Determinación de la profundidad de enrosque de los espárragos

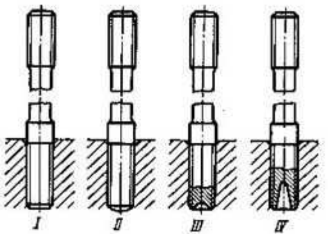


Fig. 55. Formas de los extremos roscados de los espárragos

cinc, etc.) se usan las roscas de paso ancho (paso mínimo de la rosca es de 1,25 a 1,5 mm). En el extremo exterior (para la tuerca) del espárrago pueden usarse (siendo los espárragos de diámetro grande) roscas de paso pequeño.

Para evitar errores al enroscar los espárragos cuando las roscas (y las formas) de los extremos interior y exterior de los espárragos son iguales (fig. 55, *I*), el extremo interior roscado se marca, por ejemplo, redondeando su tope (fig. 55, *II*) o abriendo cavidades (fig. 55, *III* y *IV*), etc. Lo mejor de todo es prevenir los errores posibles mediante

procedimientos constructivos: usando en los extremos interior y exterior roscas de pasos o de diámetros diferentes.

El método para enroscar los espárragos influye sustancialmente en la resistencia mecánica de la unión. Se usan tres métodos para enroscar los espárragos en los cuerpos:

1) el espárrago se enrosca hasta el tope del cuerpo (fig. 56, *I*);

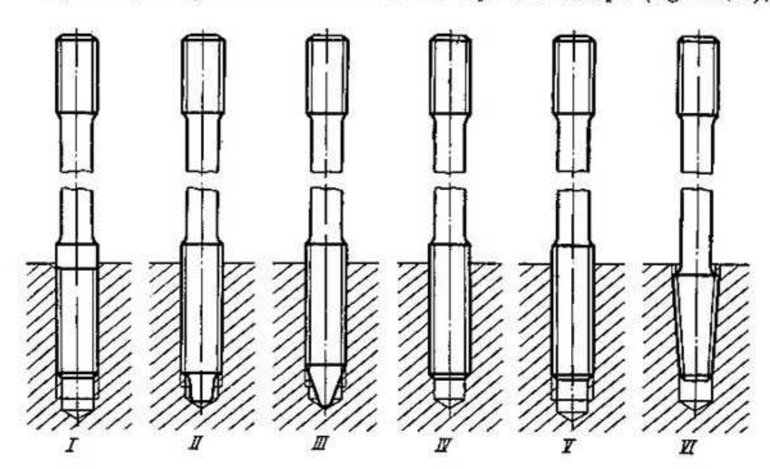


Fig. 56. Procedimientos para enroscar los espárragos en el cuerpo

2) el extremo del espárrago choca con el fondo (fig. 56, *II*, *III*) o con las últimas espiras del agujero roscado en el cuerpo (fig. 56, *IV*);
3) el espárrago se frena en el agujero mediante el empleo de rosca apretada o de autoapriete inaflojable (fig. 56, *VI*).

Al enroscar según el primer método en el cuerpo del espárrago surgen tensiones de tracción (máximas en las primeras espiras y que se reducen en dirección a las últimas). En el material del cuerpo se originan esfuerzos de compresión que siguen aproximadamente la misma ley de variación a lo largo del eje de unión. Al apretar previamente la unión de esta índole en el espárrago surgen tensiones adicionales de tracción y en el cuerpo, esfuerzos adicionales de compresión (debido a la acción de la pieza apretada). Al cargar la unión con una fuerza de tracción en el espárrago aumentan aún más las tensiones de tracción. Las tensiones de compresión en el cuerpo disminuyen puesto que se reduce la fuerza de apriete de la pieza y aparecen tensiones de tracción.

Al enroscar el espárrago según el segundo procedimiento en el cuerpo del espárrago surgen tensiones de compresión (máximas cerca del extremo del espárrago y que decrecen en dirección a las primeras espiras). En el material del cuerpo se originan tensiones de tracción que siguien aproximadamente la misma ley de variación a lo largo del eje de la unión. Al apretar previamente a unión

de esta índole en las primeras espiras del espárrago se crean tensiones de tracción; las tensiones de compresión cerca del extremo del espárrago algo se reducen. En el material del cuerpo bajo la acción de la pieza apretada surgen tensiones de compresión, mientras que las tensiones de tracción cerca del fondo del agujero se debilitan.

Al cargar la unión con una fuerza activa de tracción cerca de las primeras espiras del espárrago aumentan las tensiones de tracción. Las tensiones de compresión que surgieron en el material del cuerpo durante el apriete previo, se reducen como resultado de que la pieza apretada se aparta. En cambio, las tensiones de tracción aumentan cerca del fondo del agujero.

Por consiguiente, en el primer método para enroscar un espárrago las tensiones de servicio en éste son mayores, mientras que las tensiones activas en el cuerpo son menores que con el segundo método. De este modo el primer método conviene más para los cuerpos de materiales de resistencia mecánica baja (aleaciones de aluminio y de magnesio) y el segundo método, para los cuerpos de materiales altamente resistentes (aceros).

Puesto que los espárragos se emplean fundamentalmente en los cuerpos fabricados de aleaciones ligeras, el primer método está más propagado que el segundo.

Al aplicar el tercer método de enrosque tanto en el espárrago, como en el material del cuerpo no surgen tensiones adicionales sustanciales. Las tensiones de compresión en el cuerpo del espárrago y las tensiones de tracción en el material del cuerpo que se deben al huelgo negativo en la rosca, con los valores de éste que se emplean, son insignificantes. Gracias a la ausencia de tensiones adicionales este procedimiento es el más ventajoso desde el punto de vista de la resistencia mecánica.

A diferencia del procedimiento con el que los espárragos se enroscan hasta el tope del cuerpo, lo que fija con precisión la posición axial del espárrago, el método de enroscar con rosca apretada exige el control de la profundidad de enrosque para obtener la altura dada de salida del extremo exterior del espárrago sobre la pieza atraída.

El método de instalación del espárrago con rosca cónica (fig. 56, *VI*) tiene igual resistencia mecánica que el procedimiento usado para fijar con rosca apretada pero puede usarse solamente en los casos en que se permiten ciertas variaciones de la longitud del extremo libre del espárrago.

Cuando esto lo permite la configuración del cuerpo, el extremo enroscado interior se fija adicionalmente con una tuerca (fig. 57, *I*) lo que aumenta la resistencia mecánica de la unión. Se emplean también métodos de apretar los extremos de los espárragos con tuercas (fig. 57, *II* y *III*) como en las uniones empernadas.

En la fig. 58, *I* a *VIII* se muestran las estructuras de espárragos que se enroscan hasta el tope del cuerpo.

Por lo general los espárragos se enroscan con ayuda de adaptadores para roscas exteriores que se colocan en el extremo exterior del espárrago (fig. 59). Con ello surge el peligro del torcimiento de los espárragos largos. Además, los adaptadores estiran la rosca por lo que no son admisibles para las roscas de precisión. A todo lo dicho se debe añadir que este procedimiento es improductivo: el enrosque y desenrosque del adaptador ocupa mucho tiempo. Es mejor el procedimiento de enroscar apretando por los rebajos planos (fig. 58, *IV*) o el hexágono (fig. 58, *V* y *VI*) situados directamente cerca del extremo interior enroscado del espárrago. Sin embargo, en el caso dado resulta necesario prever en la pieza atraída un alojamiento para el elemento que sirve para enroscar, lo que complica su maquinado.

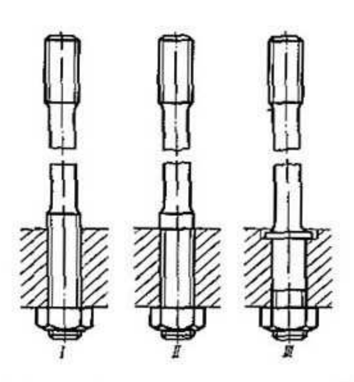


Fig. 57. Apriete de los espárragos en el cuerpo mediante una tuerca

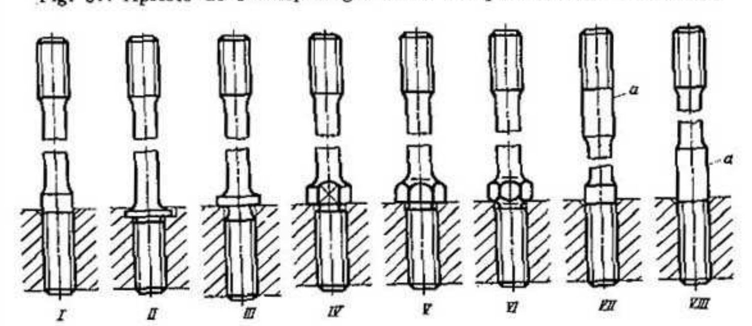


Fig. 58. Estructuras de los espárragos que se enroscan hasta el tope en el cuerpo

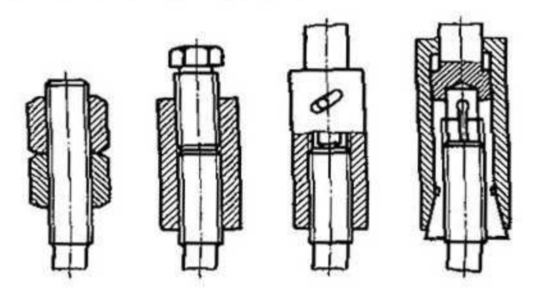


Fig. 59. Adaptadores para enroscar los espárragos

Para el montaje mecánico el método más acomodado es el de enroscar el espárrago por el torneado liso que es contiguo al extremo roscado exterior (fig. 58, *VII*), o, lo que es mejor, al extremo roscado interior (fig. 58, *VIII*). El enrosque se efectúa por medio de llaves (o de giraespárragos) con sujetadores de excéntrica o rodillos de autoapriete (según el tipo de las ruedas libres de rodillos).

En este caso en el espárrago es necesario prever sectores cilíndricos *a* cuya longitud debe concordarse con las dimensiones de la cabeza del giraespárragos.

Los procedimientos encaminados a aumentar la resistencia a la fatiga del conjunto en que se coloca el espárrago en las uniones que se someten a elevadas cargas cíclicas, se reducen al aumento de la

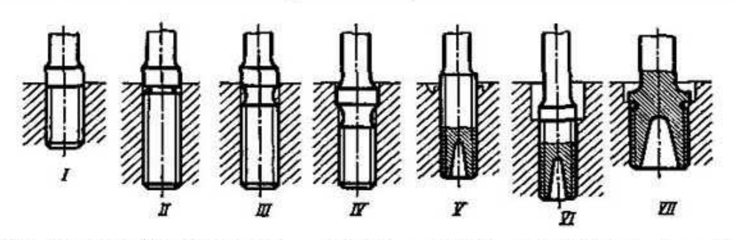


Fig. 60. Procedimientos para aumentar la resistencia a la fatiga de la unión entre los espárragos y el cuerpo con cargas cíclicas elevadas

longitud de la parte roscada del espárrago (fig. 60, *I*), a la introducción de rebajos y cuellos de descarga (fig. 60, *II*, *III* y *IV*) en los sectores de transición de la rosca a la parte lisa del vástago, a la introducción de rebajos de descarga en el cuerpo (fig. 60, *V*), a la profundización de la unión roscada en el cuerpo (fig. 60, *VI*). El aumento del diámetro de la rosca (fig. 60, *VII*) es el método más eficaz, pero no siempre aplicable según las dimensiones.

Para evitar que los espárragos se desenrosquen espontáneamente, éstos se colocan en el cuerpo con rosca apretada y con frecuencia se retienen adicionalmente.

La fig. 61 nos ofrece algunos procedimientos usados para retener los espárragos en el cuerpo. En la fig. 61, *I* se muestra el procedimiento de retención mediante la compresión del material del cuerpo alrededor del espárrago con ayuda de un mandril anular. En la estructura de la fig. 61, *II* la retención se logra introduciendo en el alojamiento roscado un inserto de material elástico (nylon, etc.) que origina huelgo negativo en la unión.

En la estructura presentada en la fig. 61, *III* la apretura en la rosca se logra dividiendo ésta en dos sectores uno de los cuales está un poco recalcado respecto al otro. En la fig. 61, *IV* se muestra un espárrago de autoapriete inaflojable en cuyo extremo roscado cortado está colocado el vástago cónico *a*. En las últimas etapas del enrosque

el cono, al chocar con el fondo del alojamiento, dilata el extremo cortado del espárrago, creando el huelgo negativo en la unión. El espárrago de autoapriete inaflojable en la fig. 61, *V* se destina para colocarlo en los cuerpos de metales plásticos. La rosca del extremo

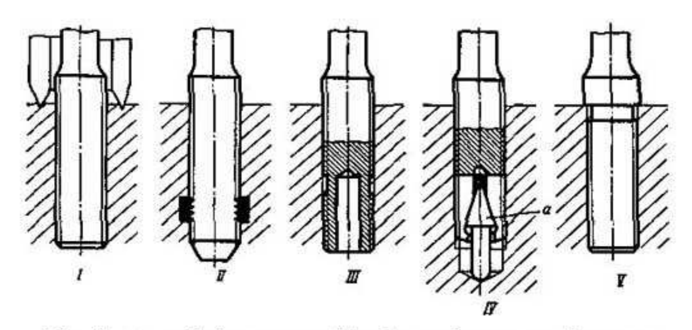


Fig. 61. Procedimientos para fijar los espárragos en el cuerpo

enroscado se separa del torneado cilíndrico liso con un rebajo; al enroscar, el ribete de apoyo del espárrago, aplastando las primeras espiras de la rosca, hace que el material del cuerpo se introduzca

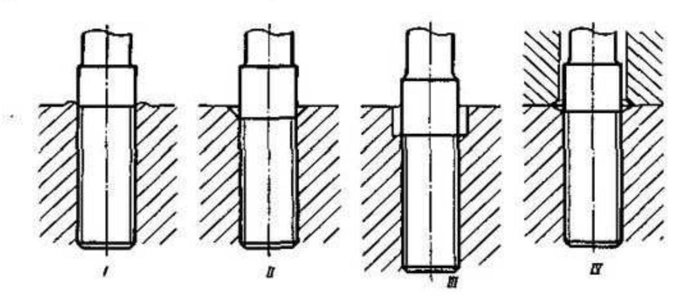


Fig. 62. Procedimientos para eliminar la extrusión del material al enroscar los espárragos

dentro del rebajo, formando un cierre anular alrededor del espárrago. Al dar forma cónica al ribete de apoyo se logra el mismo efecto.

Cuando los espárragos se enroscan en cuerpos de metales blandos hay que tomar en consideración la deformación plástica del metal por debajo del ribete de apoyo del espárrago que se acompaña con el «hinchamiento» del metal y formación de un «pliegue» anular alrededor del espárrago (fig. 62, *I*). Para eliminar este fenómeno y ase-

gurar un ajuste estrecho entre las superficies conjugadas, en el alojamiento del cuerpo se corta un chaflán (fig. 62, *II*) o un rebajo (fig. 62, *III*). A veces los chaflanes se practican simultáneamente en el cuerpo y la pieza a unir (fig. 62, *IV*).

Al enroscar los espárragos (sobre todo con rosca apretada) en alojamientos roscados ciegos es necesario tener en cuenta que en el espacio cerrado del alojamiento el aire se comprime. Este fenómeno puede resultar peligroso, si se toma en consideración que el volumen

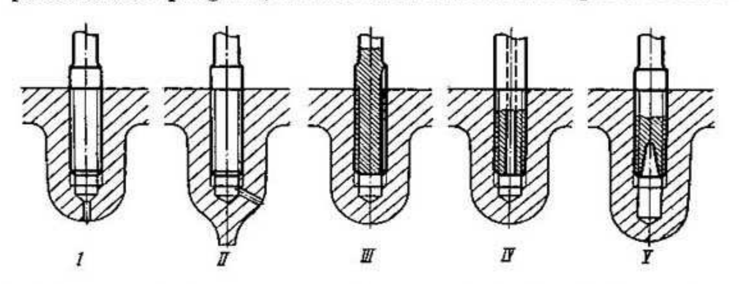


Fig. 63. Procedimientos para prevenir la compresión del aire bajo los espárragos en los orificios profundos

específico del aire crece bruscamente debido al calentamiento durante la compresión. Se conocen casos cuando los tetones para los alojamientos explotaban bajo la presión del aire comprimido en el alojamiento.

Con el fin de eliminar este fenómeno en los tetones se abren orificios para dejar salir el aire (fig. 63, *I*, *II*). A veces el aire sale a través de ranuras (fig. 63, *III*) u orificios (fig. 63, *IV*) en el cuerpo del espárrago (sólo en los espárragos cortos). El empleo de los dos últimos procedimientos (fig. 63, *III*, *IV*) no es deseable puesto que debilitan los espárragos.

A veces se aumenta el volumen del espacio ciego que queda después de terminar el enrosque, cambiando la profundidad del agujero roscado y practicando una cavidad en el tope del espárrago (fig. 63, *V*). El valor del volumen se determina teniendo en cuenta las leyes de termodinámica de tal modo que durante el enrosque no surjan presiones peligrosas.

En los cuerpos de metales blandos los espárragos se colocan en casquillos roscados intermedios (casquillos de reducción) (fig. 64, *I* y *II*) que se fabrican de acero (con menos frecuencia de bronce) y que se enroscan en el cuerpo, como regla, con rosca apretada. En la fig. 64, *III* y *IV* se dan casquillos de reducción con «cuellos» elásticos que permiten asegurar una distribución uniforme de la carga por las espiras del espárrago. En la fig. 64, *V* se da un ejemplo de retención del casquillo de reducción en el cuerpo. El extremo cortado del

casquillo de reducción se dilata en el alojamiento mediante el vástago cónico del espárrago que choca con el anillo de cierre, introducido en la rosca interior del casquillo de reducción.

En la fig. 64, *VI*, se muestra el procedimiento para retener simultáneamente el casquillo de reducción y el espárrago. Los extremos cortados del casquillo de reducción se doblan hacia centro y luego se talla la rosca exterior. Al enroscar el extremo del espárrago éste

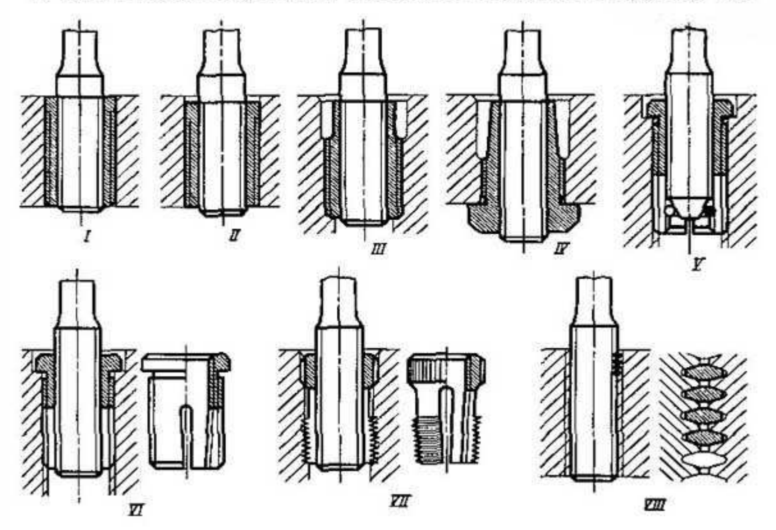


Fig. 64. Colocación de los espárragos en casquillos de reducción

penetra en la parte cónica de la rosca, dilata los extremos cortados, gracias a lo cual se origina huelgo negativo tanto en la rosca interior, como en la exterior del casquillo de reducción.

En la fig. 64, *VII* se expone un casquillo de reducción de autopenetración para su instalación en los materiales blandos (incluyendo los de plásticos). En la estructura de la fig. 64, *VIII* al casquillo de reducción se le da la forma de un muelle espiral de perfil rómbico; las espiras de éste entran simultáneamente en los huecos de la rosca en el cuerpo y en el espárrago. Esta estructura permite distribuir uniformemente los esfuerzos por las espiras de la rosca.

En algunos casos es necesario introducir una ligazón transversal rígida entre el cuerpo y la pieza que se aprieta, por ejemplo, para percibir las fuerzas de cizallamiento que actúan sobre la unión, o para fijar con precisión la pieza a apretar respecto del cuerpo. Además del método de fijación conocido con ayuda de pasadores posicio-

nadores (de control) se usa el procedimiento de fijación mediante elementos de posicionamiento incluidos en la estructura del espárrago. Estos elementos pueden fabricarse en los espárragos en forma de centradores que entran en los alojamientos maquinados con precisión en el cuerpo y en la pieza a unir (fig. 65, *I* y *II*).

En este procedimiento es díficil realizar simultáneamente el enrosque del espárrago en el cuerpo y el asentamiento del centrador en el cuerpo. Por lo común, esto se resuelve mediante el empleo de la

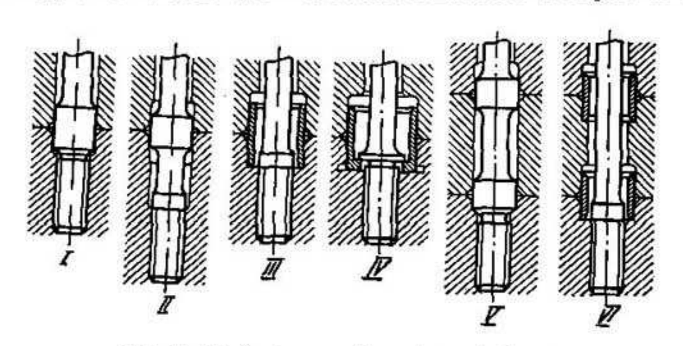


Fig. 65. Espárragos con elementos centradores

rosca libre en el extremo enroscado del espárrago. La estructura en la que el elemento centrador se produce por separado en forma de un casquillo que se coloca concéntricamente con el espárrago (fig. 65, *III* y *IV*) es mejor.

En la fig. 65, *V* y *VI* se muestran los casos de fijación simultánea de las dos piezas a apretar una respecto a la otra y también respecto al cuerpo.

Las uniones por espárragos, igual que las demás uniones a rosca, durante el montaje se someten al apriete previo cuyo valor influye en la resistencia mecánica, la capacidad de trabajo y la estanquicidad del conjunto. El esfuerzo de apriete previo se determina mediante el cálculo, o con ayuda de experimentos. Dicho esfuerzo depende del material de las piezas a apretar, de la correlación existente entre las elasticidades del espárrago y de las piezas a apretar, de las condiciones en que trabajará la unión, del grado requerido de estanquicidad y, por fin, de la temperatura de trabajo de la unión.

En las uniones de responsabilidad el esfuerzo de apriete previo se controla cuidadosamente. El apriete se realiza con ayuda de llaves dinamométricas. Se reglamenta también el orden de apriete de espárragos aislados en las uniones de espárragos múltiples; por lo general el apriete se realiza en dos etapas (previa y definitiva), cumpliendo en cada caso un orden determinado de apriete.

Al apretar espárragos largos y elásticos surge el peligro de que éstos se torsionen por el momento de las fuerzas de frotamiento en la rosca. Esto, por una parte, provoca unas tensiones no deseables,

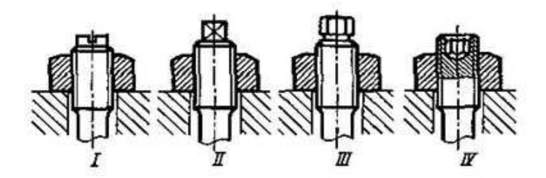


Fig. 66. Dispositivos que previenen el torcimiento de los espárragos durante el apriete

a veces muy altas, en el cuerpo del espárrago y, por otra parte impide mantener el esfuerzo prefijado del apriete; la llave dinamométrica medirá en el caso dado la fuerza de torsión del espárrago y no el esfuerzo de apriete.

Al fijar las tuercas «sobre el cuerpo» es necesario tomar en consideración un fenómeno más: un espárrago torsionado durante el apriete,

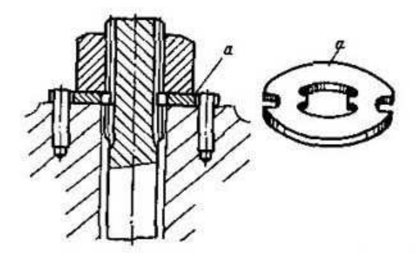


Fig. 67. Procedimiento para prevenir el torcimiento del espárrago durante el apriete

te, en el transcurso del tiempo a consecuencia de vibraciones, pulsaciones de la carga, etc. «repercute», enroscándose en la rosca de la tuerca debido a lo cual el esfuerzo inicial del apriete varía.

En los espárragos largos y elásticos se toman medidas que prevén su torcimiento en el proceso de apriete: el extremo exterior del espárrago se dota de una ranura, cuadrado, hexágono, etc., por los que el espárrago se retiene durante el apriete (fig. 66, de *I* a *IV*). Entonces el montaje de la unión se complica. El procedimiento cuando el extremo exterior del espárrago se ve fijado permanentemente contra el giro por medio de la arandela *a* (fig. 67), la que a su vez está fijada «sobre el cuerpo», es más perfecto (pero más complicado desde el punto de vista constructivo).

Los extremos de los espárragos largos después del centrado en el cuerpo se desvían frecuentemente de su posición nominal (a veces hasta tal grado que resulta imposible colocar sobre éstos la pieza a apretar). En tales casos los ajustadores recurren al enderezamiento de los espárragos durante el montaje, procedimiento que no puede recomendarse de ningún modo puesto que introduce tensiones adicionales en el cuerpo del espárrago.

En búsqueda de una solución racional se recurren a varios procedimientos:

el primero consiste en observar una rigurosa perpendicularidad entre los ejes de agujeros roscados para los espárragos y el tope del

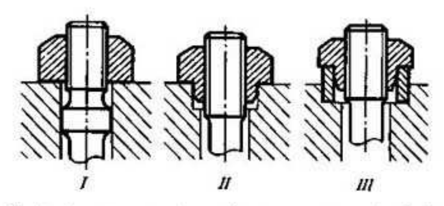


Fig. 68. Procedimientos para centrar el extremo exterior del espárrago en el orificio

cuerpo, lo mismo se refiere a los orificios para los espárragos en la pieza que se aprieta; observar una rigurosa rectilinealidad de los espárragos y el paralelismo entre el diámetro medio de la rosca de los espárragos y los ejes de éstos;

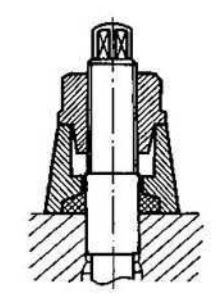


Fig. 69. Centrado y estancamiento del extremo exterior de espárrago

el segundo consiste en aumentar la flexibilidad de los espárragos y usar roscas libres en los extremos roscados exterior e interior del espárrago (empleando luego cualquier procedimiento para retener la rosca).

Se prueba centrar los extremos de los espárragos en los orificios de la pieza a apretar con ayuda de golletes elaborados con precisión en el vástago del espárrago que entren en los agujeros practicados con alta exactitud en dicha pieza (fig. 68, *I*), con ayuda de tuercas «colgantes» centradas directamente en la pieza (fig. 68, *II*) o a través de un casquillo adicionado (fig. 68, *III*).

Sin embargo, estos procedimientos no excluyen la necesidad de eliminar las fuentes que generan la desviación del eje del espárrago del nominal geométrico, sino que, al revés, refuerzan esta necesidad. Su valor consiste en que éstos, sin intervención del ajustador, colocan los espárragos en su lugar al poner sobre los últimos la pieza a apretar (o al enroscar la tuerca). Si en este caso las deformaciones elásti-

cas de los espárragos no son grandes, entonces pueden considerarse admisibles los procedimientos indicados puesto que facilitan el montaje.

En la fig. 69 se muestra una estructura del extremo exterior de un espárrago con centrado y empaquetadura combinados. Si los espárragos se colocan con agujeros de diámetro grande (fig. 70, *I*),

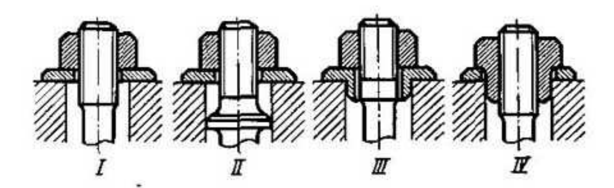


Fig. 70. Centrado del extremo exterior del espárrago en agujeros de gran diámetro

entonces es necesario tomar medidas contra la «oscilación» de los espárragos durante el apriete. Los procedimientos usados en este caso para centrar los extremos de los espárragos se exponen en la fig. 70, *II III* y *IV*.

Lo mismo que para las piezas de sujeción de todos los tipos, en las uniones por espárragos muy cargadas es conveniente colocar las tuercas de sujeción sobre superficies de apoyo esféricas (fig. 71, *I* a *IV*) que aseguran el autoajuste de las tuercas y disminuyen la flexión del vástago del espárrago.

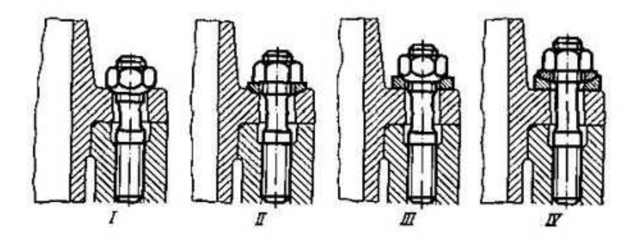


Fig. 71. Colocación de las tuercas de sujeción en superficies de apoyo esféricas

TORNILLOS

Los tornillos de cabeza ranurada (con ranura para el destornillador) se usan solamente en las uniones no cargadas (en aparatos y para fijar piezas menudas, soportes, grapas, abrazaderas, láminas, paneles, revestimientos en chapas, etc.). Su defecto fundamental es la

imposibilidad de apretarlos con fuerza y la dificultad de su enclavamiento (retención).

En la fig. 72 se dan los tipos principales de tornillos de cabeza ranurada: de cabeza cilíndrica y cilíndrico-esférica (*I* y *II*); de cabeza redonda (*III*); de cabeza cónica, cilíndrico-cónica y cónico-esférica (*IV*, *V* y *VI*). En la fig. 72, *VII* a *XII* se presentan las variedades constructivas de estos tornillos.

De todos los tipos de tornillos para el constructor de máquinas los más atractivos son los tornillos de cabezas cónicas perdida o semiperdida que permiten realizar la unión sin partes sobresalientes. Por

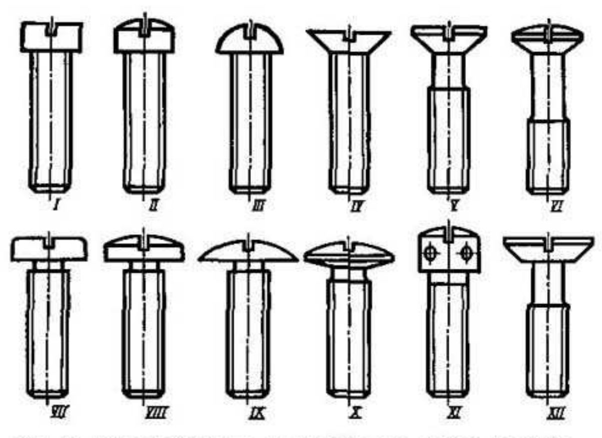


Fig. 72. Tipos principales de tornillos con cabeza ranurada

desgracia éstos poseen también la mayor cantidad de defectos en comparación con los tornillos de los demás tipos. Su defecto principal consiste en dificultad de combinar dos superficies de centrado: la rosca y la superficie cónica de la cabeza. Esta inconveniencia se revela sobre todo en las uniones de varios tornillos. Debido a errores inevitables de producción, los centros de los agujeros roscados en el cuerpo, como regla, no coinciden con los centros de los alojamientos cónicos en la pieza a apretar; solamente uno de los tornillos de la unión se coloca correctamente en el alojamiento cónico, las cabezas de los demás tornillos se instalan en los alojamientos con desplazamiento. Esta deficiencia puede atenuarse al usar la rosca libre.

Otro desperfecto consiste en la dificultad de realizar la retención. Si los tornillos de cabezas cilíndricas y redondas se fijan de modo relativamente simple con las arandelas de muelle o Grover (y los tornillos de cabezas cilíndricas, también por medio de atadura con

alambres, véase la fig. 72, *XI*), el problema de retener los tornillos de cabezas cónicas hasta hoy día no encontró solución satisfactoria. Los procedimientos más seguros para enclavar los tornillos de cabeza cónica (graneteado o laminado de la cabeza) son aplicables sólo en los artículos de metales plásticos y, además, las uniones efectuadas según estos procedimientos no son desarmables.

La debilidad de la ranura para el destornillador es el tercer desperfecto de los tornillos de cabezas cónicas (esta inconveniencia en

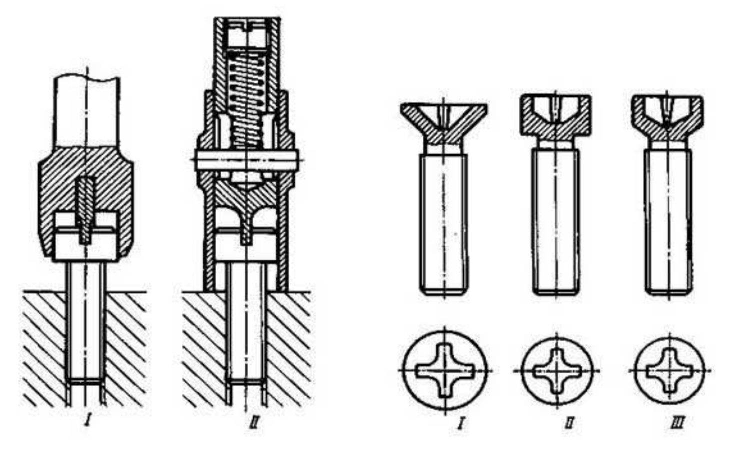


Fig. 73. Destornilladores que «no se desenganchan», con elementos centradores para las cabezas cilíndricas

Fig. 74. Tornillos con alojamientos cruciformes para un destornillador especial

medida igual es característica para los tornillos de cabeza redonda y en menor medida, para los tornillos de cabeza cilíndrica).

Después de varios aprietes el destornillador deteriora la ranura y el tornillo resulta inútil para su ulterior empleo.

Los tornillos usados en la construcción de máquinas se someten obligatoriamente a tratamiento térmico hasta HRC de 40 a 45.

Un desperfecto más consiste en la dificultad de utilizar giratornillos mecanizados, puesto que las formas de la ranura y de la cabeza complican el centrado del filo del giratornillos. Para los tornillos de cabezas cilíndricas el centrado se realiza con relativa facilidad introduciendo elementos adicionales de centrado que se basan en la circunferencia de la cabeza (fig. 73).

El empleo de alojamientos cónicos cruciformes (fig. 74) para el destornillador de forma especial (fig. 75, *II*) representa un paso sus-

tancial adelante en la estructura de los tornillos de cabezas cónicas (así como de cilíndricas y redondas).

Estos tornillos pueden apretarse con gran esfuerzo; la forma del alojamiento elimina la posibilidad de estropear el agujero y facilita el enrosque de los tornillos tanto a mano, como mecanizado.

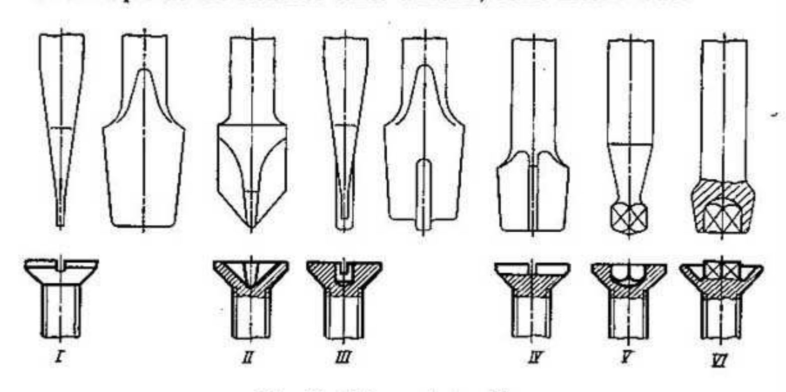


Fig. 75. Cabezas de tornillos:
I—con entalladura longitudinal; *II*—con alojamiento cruciforme cónico; *III*—con entalladura y orificio centrador; *IV*—con ranuras cruciformes; *V*—con tetraedro interior; *VI*—con tetraedro exterior

Existen también otras estructuras que aseguran el cumplimiento de las mismas funciones: ranura con orificio de centrado (fig. 75, *III*), ranura cruciforme (fig. 75, *IV*), cabezas con cuadrado interior (fig. 75, *V*) o exterior (fig. 75, *VI*), etc.

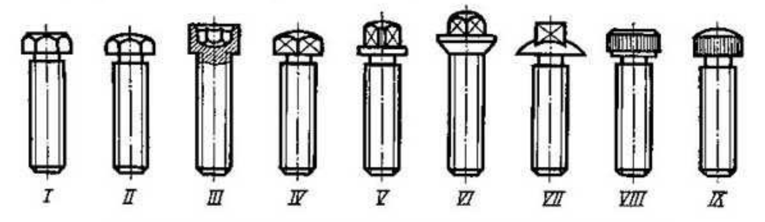


Fig. 76. Tornillos con elementos para enroscar reforzados

En la fig. 76 se muestran los tornillos con elementos reforzados para enroscar: con hexágonos exteriores (fig. 76, *I* y *II*) e interiores (fig. 76, *III*), con cuadrado (fig. 76, de *IV* a *VII*), con cabezas estriadas (fig. 76, *VIII* y *IX*). No obstante, estos tornillos más se parecen a la clase de pernos enroscados menudos.

La fig. 77 presenta los tornillos para enroscar a mano: tornillo de mariposa (fig. 77, *I* y *II*), tornillos de cabezas moleteadas (fig. 77, *III* y *IV*).

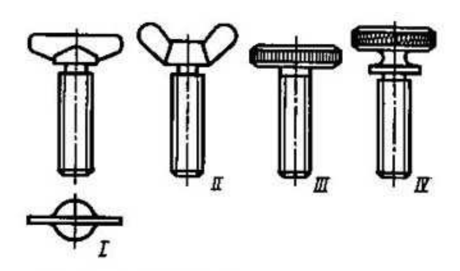


Fig. 77. Tornillos para enroscar a mano

En la fig. 78 se muestran los tipos principales de moleteados: recto (fig. 78, *I*), oblicuo (fig. 78, *II*), reticular (fig. 78, *III* y *IV*). El paso de moleteado *t* depende del diámetro y del material de que se ha fabricado la cabeza del tornillo.

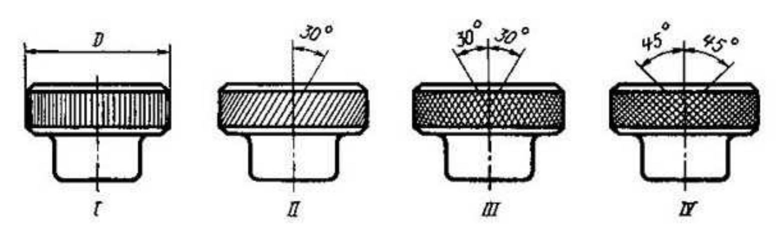


Fig. 78. Tipos de moleteados

El paso del moleteado recto se recomienda: $t = 0{,}5$; 0,6; 0,8 1,0; 1,2 mm; el paso del moleteado oblicuo y reticular $t = 0{,}6$; 0,8; 1,0; 1,6 mm. Cuanto mayor es el diámetro de la cabeza, tanto mayor se toma también el paso de moleteado.

TUERCAS

La fig. 79 ofrece los tipos principales de tuercas hexagonales: con chaflán unilateral de diámetro $D_1 = S$ (fig. 79, *I*); con chaflán unilateral de diámetro $D_1 = 0{,}95\ S$ (fig. 79, *II*); con chaflán bilateral (fig. 79, *III*) con rebajo anular en el tope de apoyo (fig. 79, *IV*); con reborde en el tope de apoyo (fig. 79, *V*).

En las figs. 80 y 81 se muestran tuercas de diferentes tipos: ranuradas (fig. 80, *I*); almenadas (fig. 80, *II*); ranuradas de hexágono acortado (fig. 80, *III*); cónicas almenadas (fig. 80, *IV*); de hexágonos acortados (fig. 81, *I*); con cono de guía para la llave tubular (fig. 81, *II*); de superficies de apoyo cónica y redonda (fig. 81, *III* y *IV*).

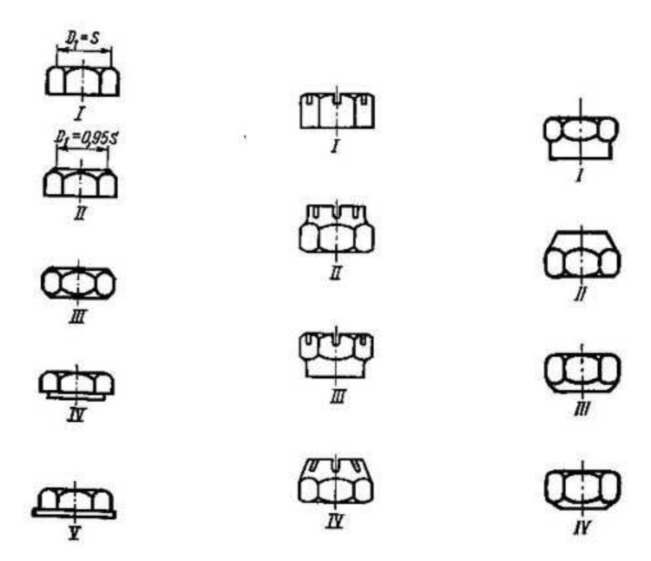


Fig. 79. Tipos de tuercas hexagonales

Fig. 80. Tipos de tuercas hexagonales que se fijan con clavijas hendidas

Fig. 81. Tuercas hexagonales especiales

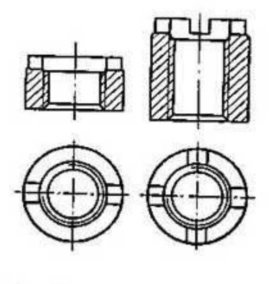


Fig. 82. Tuercas con entalladuras frontales para la llave

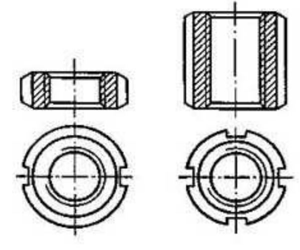


Fig. 83. Tuercas con ranuras longitudinales para la llave

En dependencia de su destinación las tuercas pueden tener una altura diferente desde 0,3 *d* hasta 1,25 *d* (*d* es el diámetro de la rosca). Las tuercas bajas se emplean en calidad de contratuercas y en las

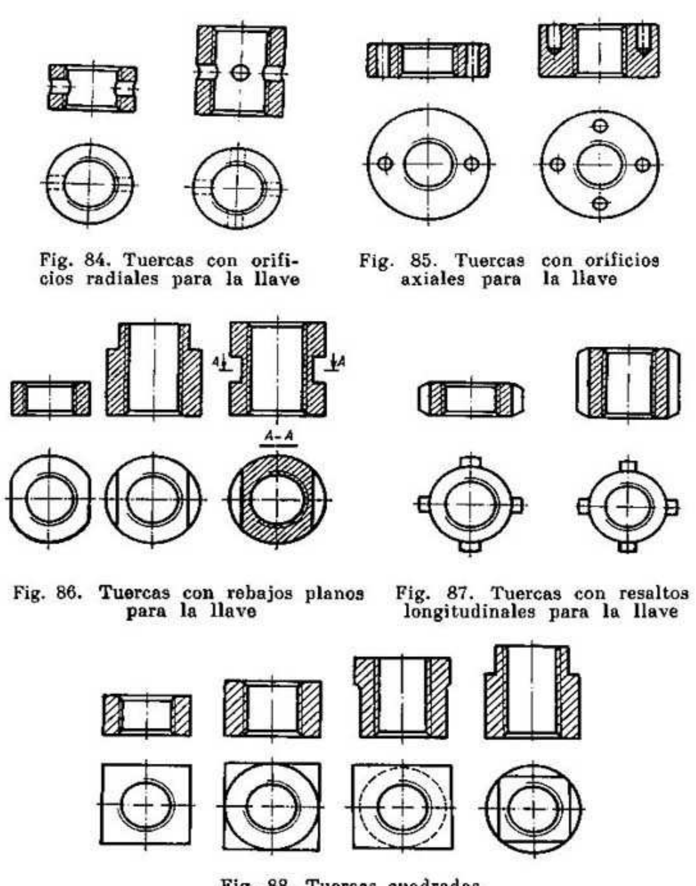


Fig. 84. Tuercas con orificios radiales para la llave

Fig. 85. Tuercas con orificios axiales para la llave

Fig. 86. Tuercas con rebajos planos para la llave

Fig. 87. Tuercas con resaltos longitudinales para la llave

Fig. 88. Tuercas cuadradas

uniones poco cargadas; las tuercas altas, en las uniones muy cargadas, así como para las uniones que se desarman con frecuencia. Para las condiciones medias de trabajo se usan tuercas con altura (0,8 a

1) *d*. Con estas correlaciones se conserva aproximadamente la condición de igual resistencia mecánica para la tuerca y el vástago roscado.

En las figs. 82 a 89 se muestran tuercas con diferentes formas de los elementos para enroscar; en la fig. 90, tuercas con elementos

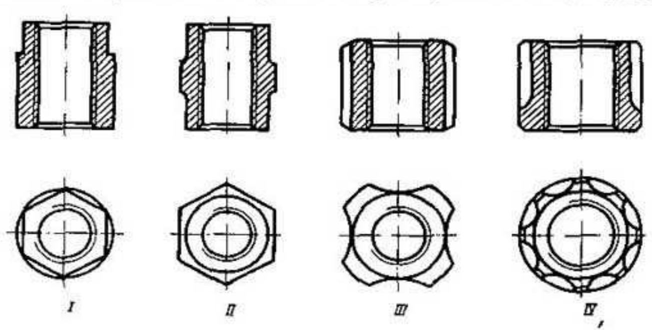


Fig. 89. Tuercas especiales:
I—con altura reducida del hexágono; *II*—con hexágono en su parte media; *III*—tuerca de «tréboles», *IV*—con acanaladuras

interiores para enroscar (hexágonos, estrías) que se usan cuando se requiere realizar un apriete con fuerza siendo las dimensiones radiales limitadas; en la fig. 91, tuercas de sombrerete que se usan para

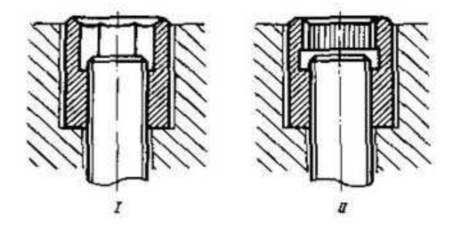


Fig. 90. Tuerca con hexagono interior (*I*) y estrías (*II*)

asegurar la estanquicidad de la unión roscada; en las figs. 92 y 93 se exponen tuercas con rosca exterior.

Tuercas estriadas. La estructura de la tuerca cilíndrica con pequeñas estrías triangulares en la generatriz (fig. 94) es progresiva. Estas tuercas posiblemente desplazarán en el futuro las hexagonales. Su ventaja principal consiste en una distribución más favorable de las fuerzas durante el apriete de la tuerca. En la fig. 95 se ve que el momento que actúa durante el apriete sobre la estría de perfil tri-

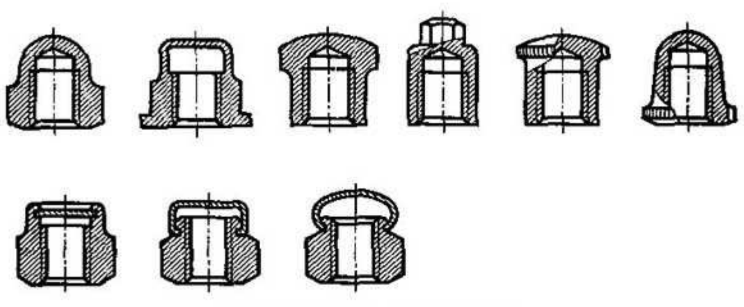


Fig. 91. Tuercas de sombrerete

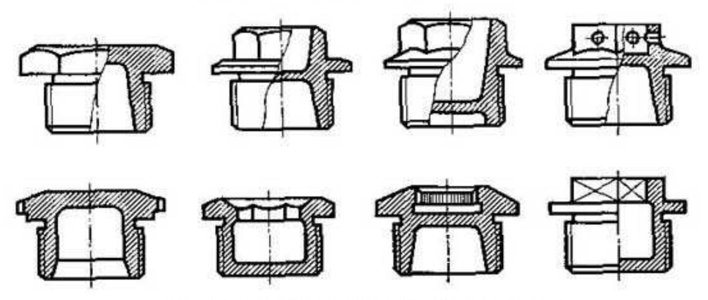


Fig. 92. Tuercas ciegas con rosca exterior

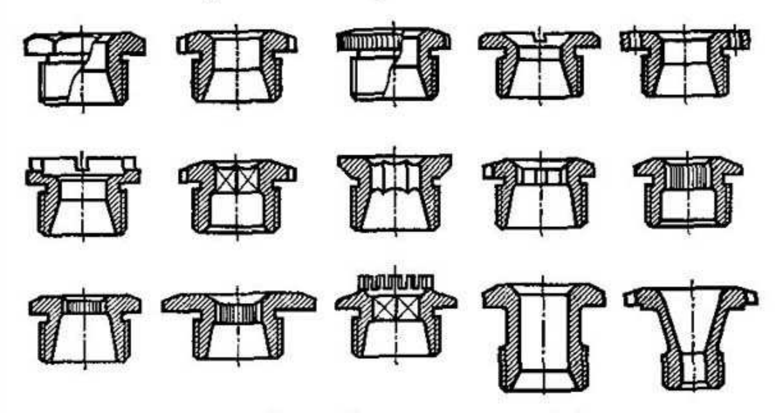


Fig. 93. Tuercas huecas con rosca exterior

angular con ángulo en el vértice igual a 60°, es aproximadamente 2 veces mayor que al apretar una tuerca hexagonal.

El número de estrías en la circunferencia de una tuerca puede superar 6 o 7 veces el número de caras de hexaedro. Por consiguiente, siendo igual el momento de apriete, la fuerza que corresponde a cada estría será de 12 a 15 veces menor que la fuerza que actúa sobre la cara de una tuerca hexagonal durante el apriete con ayuda de la llave tubular y de 36 a 45 veces menor que al apretar con una llave cerrada. El peligro de aplastamiento de las superficies de apriete, tan

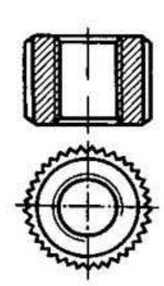


Fig. 94. Tuerca cilíndrica con estrías triangulares

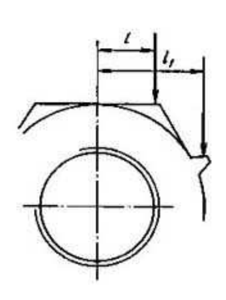


Fig. 95. Esquema que muestra cómo actúan las fuerzas de apriete aplicadas a una tuerca hexagonal y a una estriada

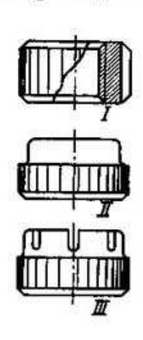


Fig. 96. Estructuras de las tuercas estriadas

real en las tuercas hexagonales, en el caso dado se elimina. Graciaa la forma de elementos para enroscar, se elimina también el pelis gro de que salte la llave en el proceso de apriete.

Otra ventaja consiste en la posibilidad de girar la tuerca en el transcurso del apriete prácticamente a cualquier ángulo lo que facilita el enrosque en lugares estrechos donde el movimiento de la llave está limitado.

Las tuercas estriadas, con el mismo diámetro de la rosca, tienen menores dimensiones radiales y menor masa que las tuercas hexagonales. El inconveniente de las tuercas estriadas consiste en que pueden enroscarse sólo con llaves tubulares.

Al diseñar los conjuntos de sujeción con tuercas estriadas se debe prever espacio libre sobre la tuerca para meter la llave tubular. La altura de este espacio puede reducirse, al enroscar valiéndose de una llave tubular abierta, si se disminuye el espesor de la llave. La disminución de la altura de las estrías (fig. 96, *I*, *II* y *III*) facilita la manipulación con la llave: al quitarla y al colocarla de nuevo la llave se centra por la parte cilíndrica de la tuerca. Es posible también

el empleo de llaves especiales con mordazas ajustables que permiten el acceso a la tuerca de costado.

Las tuercas estriadas tienen una reserva de resistencia al aplastamiento (fig. 97, *I*) tan grande que es posible reducir el número de

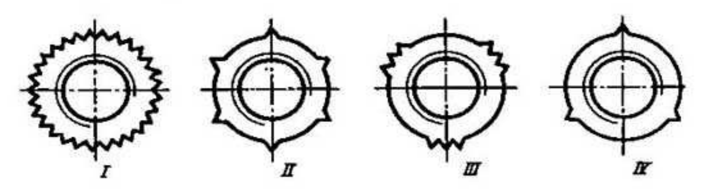


Fig. 97. Disposición de las estrías y los resaltos en las tuercas

estrías sin perjudicar mucho la fiabilidad (fig. 97, *II*, *III* y *IV*). Como resultado disminuye la masa de la tuerca; las ventajas presentadas para enroscar la tuerca se conservan en plena medida, si la llave tiene estrías cortadas por todo el perímetro.

Al diseñar las tuercas estriadas se recomienda guardar las correlaciones siguientes (fig. 98):

1) el diámetro de la tuerca por el círculo de los huecos de las estrías $D_1 = (1{,}35\ .\ .\ .\ 1{,}5)\ d$, donde d es el diámetro nominal de la rosca; el límite superior (1,5) se refiere a las tuercas pequeñas y el inferior, a las medias y grandes;

2) el diámetro exterior de la tuerca por los dientes de las estrías $D = (1{,}1\ .\ .\ .\ 1{,}15)\ D_1$; aquí el límite superior también se refiere a las tuercas pequeñas y el inferior, a las medias y grandes;

3) la altura de la tuerca para las condiciones medias de trabajo $H = (0{,}8\ .\ .\ .\ 1)\ d$.

Fig. 98. Determinación de los parámetros de las tuercas estriadas

Las tuercas estriadas (fig. 96) se retienen la mayor de las veces con ayuda de chavetas hendidas.

Tuercas arandelas. Las tuercas arandelas se usan para apretar piezas asentadas, cojinetes de contacto rodante y otras piezas semejantes sobre los árboles de gran diámetro.

A este tipo de tuercas se refieren las que en el GOST 11871—73 se denominan tuercas arandelas estriadas (nota de la red. rusa).

La singularidad característica de las tuercas arandelas consiste en su altura relativamente pequeña, siendo su diámetro grande. Debido al gran diámetro de la rosca, una tuerca de altura corriente sería exageradamente resistente y muy pesada.

No es difícil determinar la altura de la tuerca necesaria para obtener la condición de resistencia mecánica igual en la tuerca y el árbol (para un árbol hueco).

La condición de equirresistencia mecánica de un árbol hueco que experimenta tracción por la fuerza de apriete, y un gorrón roscado que experimenta cizallamiento por la fuerza de apriete, en su forma elemental tiene el aspecto siguiente:

$$\tau\pi D_{\text{med}} H = \sigma_{\text{trac}} \frac{\pi}{4} (D_{\text{med}}^2 - D_0^2),$$

donde τ es el esfuerzo de cizallamiento en la rosca; σ_{trac} es la fuerza de tracción en el árbol; H es la longitud del sector de la rosca que trabaja (altura de la tuerca); D_{med} y D_0 son respectivamente el diámetro medio de la rosca y el diámetro de agujero en el árbol.

De aquí

$$H = \frac{\sigma_{\text{trac}}}{\tau} \frac{D_{\text{med}}}{4} \left[1 - \left(\frac{D_0}{D_{\text{med}}}\right)^2\right].$$

Para las condiciones medias, tomando en consideración la concentración de tensión en las espiras de la rosca, se puede aceptar que

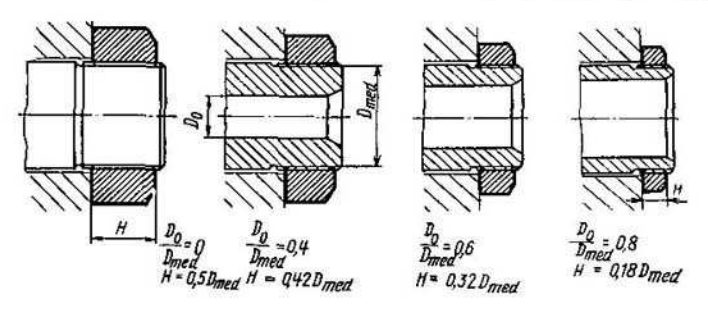


Fig. 99. Determinación de la altura de las tuercas arandelas

el esfuerzo admisible de cizallamiento en la rosca es 2 veces menor que la tensión admisible de tracción en el árbol. Entonces

$$H = \frac{D_{\text{med}}}{2} \left[1 - \left(\frac{D_0}{D_{\text{med}}}\right)^2\right].$$

De esta expresión se deduce que la altura de la tuerca se reduce al aumentar el diámetro del agujero en el árbol (fig. 99).

Al estandartizar las tuercas arandelas es difícil tener en cuenta el factor D_0/D_{med}; por lo general la altura de las tuercas se determina sólo en función del diámetro D de la rosca. Entonces la altura H de

las tuercas (fig. 100) constituye aproximadamente (0,15 . . . 0,25) D (a las tuercas de mayor diámetro corresponden las cifras menores y a las de menor diámetro, las cifras mayores). Puesto que las tuercas arandelas tienen pequeña altura, en éstas se usan solamente roscas de paso pequeño. El empleo de roscas de paso grande (fig. 101, *I*) provocaría la reducción del número total de espiras en la tuerca y el decrecimiento de la resistencia mecánica (debido a la disminución relativa del número de espiras de perfil total), empeoraría la dirección axial de la tuerca por el árbol y, además, debilitaría el árbol a consecuencia de la disminución del diámetro interior de la rosca.

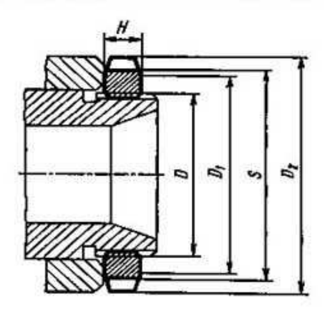


Fig. 100. Determinación de los parámetros de las tuercas arandelas

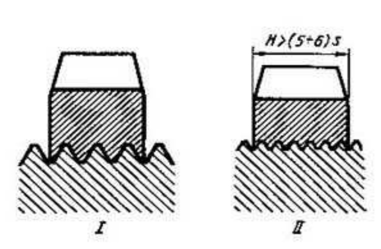


Fig. 101. Determinación del paso de la rosca en las tuercas arandelas

Por lo general, en las tuercas arandelas el paso s de la rosca se toma aproximadamente igual a (0,015 . . . 0,05) D, donde D es el diámetro de la rosca; el límite superior se refiere a las roscas de diámetro pequeño (de 30 a 50 mm) y el inferior, a las roscas de diámetro grande (de 100 a 120 mm). Al diseñar las tuercas arandelas se recomienda elegir el paso de la rosca (y la altura de tuerca) de tal modo que el número total de espiras en la tuerca sea no menos de 5 ó 6 (fig. 101, *II*).

Igual que en todas las uniones a rosca es necesario prever las reservas de rosca por ambos lados de la posición nominal de la tuerca. Los valores recomendados de dichas reservas se indican en la fig. 102.

La dimensión de la tuerca por las ranuras en la circunferencia de la tuerca, que determina el espesor mínimo del anillo operante de la tuerca, se hace igual a $S = (1,2 \ldots 1,3)\,D$. El diámetro exterior de la tuerca D_2 varía dentro de los límites $\sim$ (1,4 . . . 1,5) D (fig. 100).

Los sectores de la tuerca en los que se sitúan las ranuras no deben salir a la superficie de apoyo en el tope de tuerca, puesto que, al aplastar las caras laterales de las ranuras por las fuerzas de apriete o de desenrosque, la tuerca entrará en contacto con la pieza que se

aprieta por puntos. Para evitarlo se practican torneados o chaflanes unilaterales o (lo que es mejor) bilaterales. (fig. 103). El diámetro

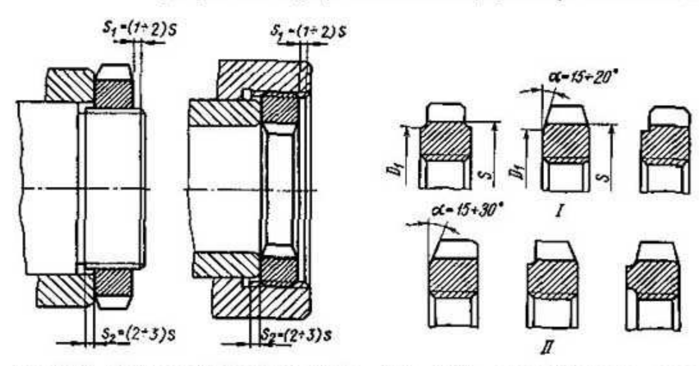


Fig. 102. Reservas de longitud de la rosca en las uniones con tuercas arandelas (*s* es el paso de la rosca)

Fig. 103. Procedimientos para evitar la salida de las ranuras a las superficies de apoyo en las tuercas arandelas

exterior D_1 de la superficie de apoyo debe ser menor que la dimensión S entre los fondos de las ranuras por lo menos 0,5 . . . 1 mm.

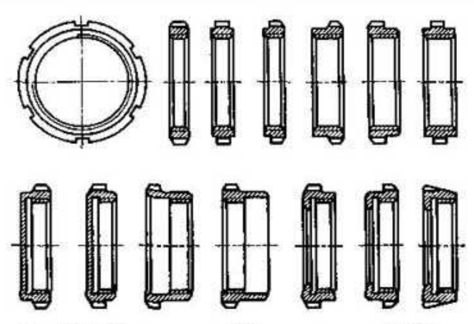


Fig. 104. Tuercas arandelas con rosca interior

La fig. 104 nos muestra las tuercas arandelas con rosca interior y diferente disposición de las ranuras para enroscar; en las figs. 105-113 se exponen tuercas que tienen otros tipos de los elementos para enroscarlas.

Las más de las veces se emplean tuercas con ranuras exteriores cuyo número varía en los límites de 4 a 12. Estas tuercas se enroscan con ayuda de llaves abiertas en forma de gancho (fig. 114, *I*), o de

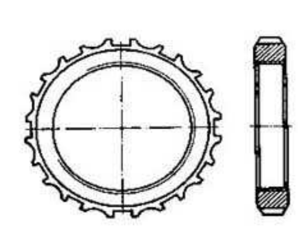


Fig. 105. Tuerca arandela con resaltos entre las ranuras

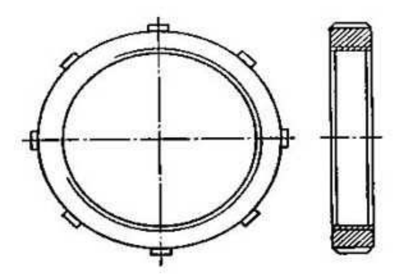


Fig. 106. Tuerca arandela con dientes radiales para la llave

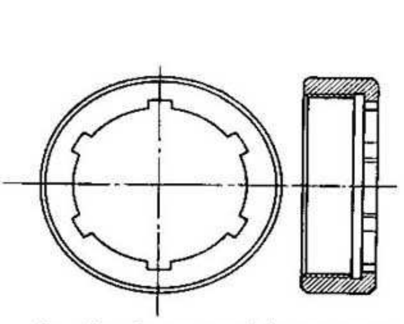


Fig. 107. Tuerca arandela con ranuras interiores

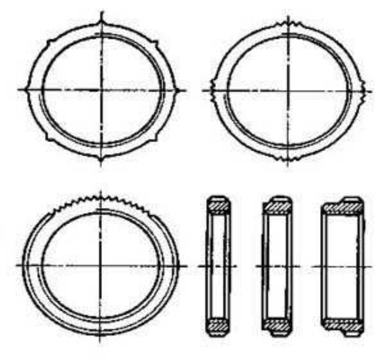


Fig. 108. Tuercas arandelas con estrías y resaltos triangulares

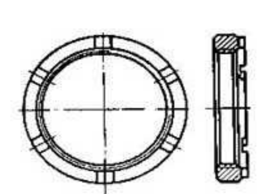


Fig. 109. Tuerca arandela con ranuras frontales

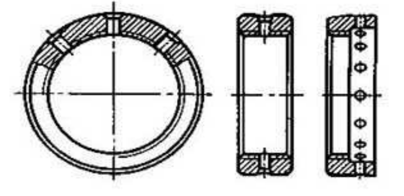


Fig. 110. Tuercas arandelas con orificios radiales pasantes para la llave

horquilla (fig. 114, *II*) con dientes laterales o con llaves cerradas (fig. 114, *III*) con dientes interiores radiales.

El número y la forma de las ranuras y los salientes en la circunferencia de la tuerca influyen sensiblemente en la masa de ésta. En las máquinas en que se requiere en primer lugar reducir la masa y en que se emplea un gran número

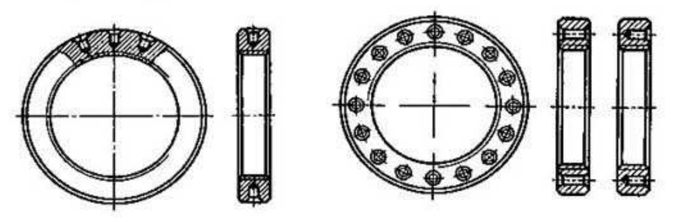


Fig. 111. Tuercas arandelas con orificios radiales ciegos para la llave

Fig. 112. Tuercas arandelas con agujeros axiales para la llave

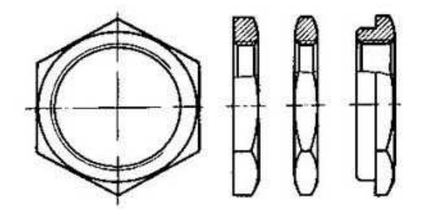


Fig. 113. Tuercas arandelas con hexágono

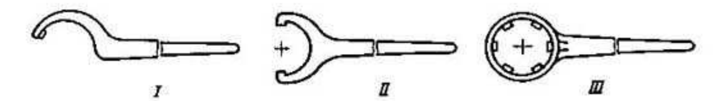


Fig. 114. Llaves para enroscar las tuercas arandelas con ranuras exteriores

de tuercas arandelas, a la estructura de las ranuras se presta una atención considerable.

En la fig. 115 se exponen las masas relativas de tuercas con ranuras de diferente construcción. Por la unidad se toma la masa de la tuerca con cuatro ranuras. La fig. 115, *I* a *IV* muestra que el simple aumento del número de ranuras permite reducir considerablemente su masa. La masa de la tuerca con doce ranuras (fig. 115, *IV*) constituye el 86% de la masa de la tuerca con cuatro ranuras (fig. 115, *I*). La disminución ulterior de la masa se logra, quitando material de los sectores que no trabajan en los salientes entre las ranuras (fig. 115, *V*), reduciendo la altura y la anchura de los salientes (fig. 115, *VI*) y disminuyendo su número (fig. 115, *VIII*).

La estructura más provechosa es la que tiene un número pequeño de dientes de perfil triangular (fig. 115, *IX*); la masa de la tuerca constituye el 53% de la masa de tuerca inicial.

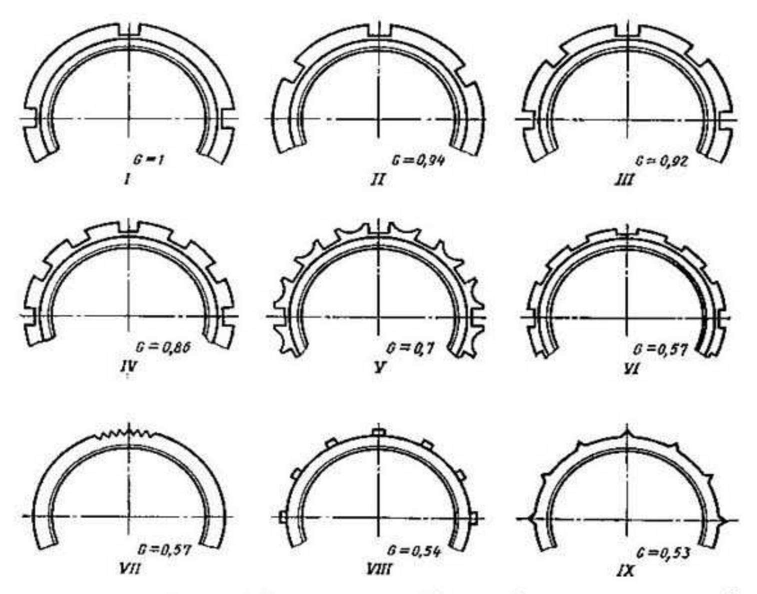


Fig. 115. Masa relativa de las tuercas arandelas con elementos para enroscarlas de forma diferente

Los perfiles de las ranuras mostradas en la fig. 115, *V* a IX pueden obtenerse por medio del procedimiento altamente productivo de engendrado, con empleo de una fresa madre de forma.

Las tuercas de las estructuras presentadas en la fig. 115, *VI* a *IX* se enroscan sólo mediante llaves tubulares.

Al apretar las piezas asentadas con ayuda de tuercas arandelas, es preciso que el tope de la tuerca se apoye sobre la pieza no menos de 3/4 de su altura (dimensión S en la fig. 116, *I*). Si la altura del escalón en el árbol no permite satisfacer esta condición, entonces entre la tuerca y la pieza se coloca una arandela maciza (fig. 116, *II*).

Es de importancia que la arandela esté centrada. En la fig. 117, *I* se muestra una colocación errónea: la arandela puede desplazarse hacia el rebajo que se encuentra detrás de la rosca. En la fig. 117, *II*, *III* y *IV* se exponen los procedimientos usados para centrar la arandela, entre los cuales el más simple es el centrado por el diámetro exterior de la rosca (fig. 117, *II*).

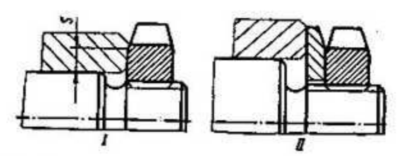


Fig. 116. Colocación de una tuerca arandela sin arandela (*I*) y con ésta (*II*)

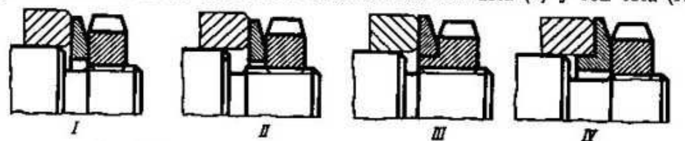


Fig. 117. Centrado de las arandelas adicionadas:
I—sin centrado; *II*—por el diámetro exterior de la rosca; *III*—según el reborde de la tuerca; *IV*—según la pieza asentada

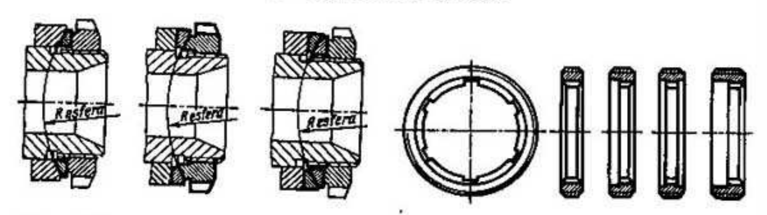


Fig. 118. Arandelas adiacionadas esféricas

Fig. 119. Tuercas arandelas con rosca exterior y ranuras interiores

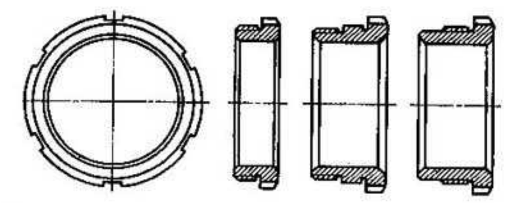


Fig. 120. Tuercas arandelas con rosca exterior y ranuras exteriores

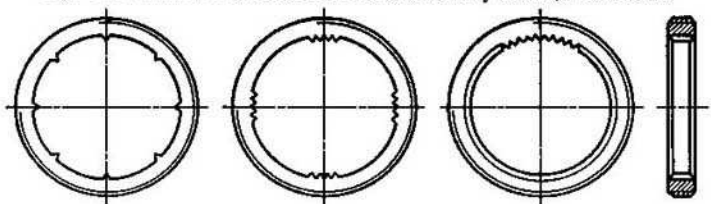


Fig. 121. Tuercas arandelas con rosca exterior, estrías y resaltos triangulares

En los casos en que se requiere una presión uniforme sobre la pieza apretada se utilizan las arandelas esféricas (fig. 118). Otros procedimientos encaminados a solucionar este problema son: la

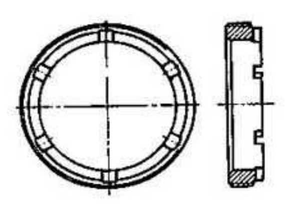


Fig. 122. Tuerca arandela con rosca exterior y ranuras frontales

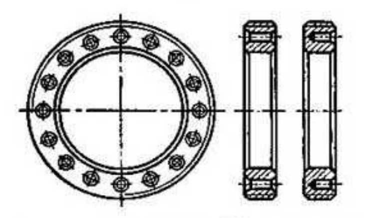


Fig. 123. Tuercas arandelas con rosca exterior y orificios axiales para la llave

observación de una estricta perpendicular entre el tope de la tuerca y el diámetro medio de la rosca o, al revés, el empleo de rosca libre con holguras axiales y radiales en las espiras, que permiten que la tuerca se autoajuste en cierto grado en el árbol

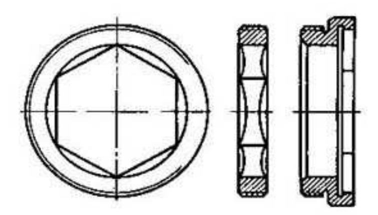


Fig. 124. Tuercas arandelas con rosca exterior y hexágono interior

En las figs. 119 a 124 se dan las estructuras de tuercas arandelas con rosca exterior de formas diferentes y que tienen distintos elementos para enroscarlas.

ALGUNOS TIPOS DE PIEZAS DE SUJECIÓN

Tuercas que «no se pierden» y tornillos que «no se caen»

En una serie de casos después de aflojar la tuerca en varias espiras, es deseable fijarla para eliminar su desenrosque completo del extremo roscado del tornillo. *Las tuercas que «no se pierden»* de este tipo se usan, por ejemplo, en los tornillos abatibles («de autoclave»), así como en las estructuras en que se necesita aflojar la

tuerca, una o dos vueltas con el fin de, por ejemplo, regular la posición de una pieza respecto a la otra, etc.

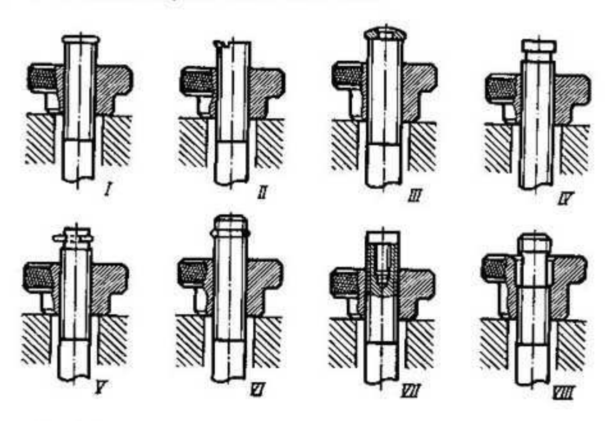


Fig. 125. Tuercas que «no se pierden». Procedimientos de fijación

En la fig. 125, *I* y *II* se muestran los procedimientos empleados para fijar las tuercas por medio de remachado o graneteado de los topes de los pernos y en la fig. 125, *III*, mediante el remachado de una arandela limitadora. Si la estructura permite enroscar la tuerca por el extremo opuesto del vástago roscado, entonces en el extremo exterior se deja un torneado cilíndrico liso (fig. 125, *IV*).

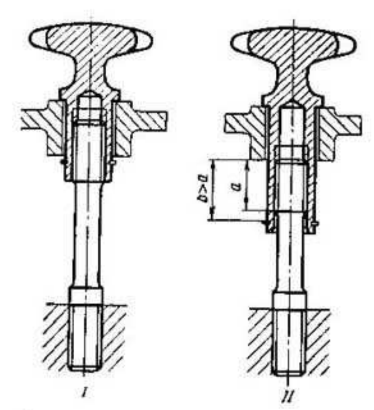


Fig. 126. Tuercas que «no se pierden». Fijación de la tapa en el cuerpo

Entre los métodos usados para la fijación y mostrados en la fig. 125, *V* a *VIII*, el más simple y seguro es la fijación con ayuda de un retén anular de muelle, un anillo de cierre (fig. 125, *VI*). En la estructura de la fig. 125, *VIII* en el extremo del tornillo está practicado un rebajo cuya altura es igual a la altura del sector roscado de la tuerca. Al desenroscarla la tuerca se sitúa en el rebajo; el torneado roscado en el tope del tornillo previene en cierto grado el desenrosque total de la tuerca.

En la fig. 126 se da un ejemplo del uso de las tuercas que «no se pierden» para fijar la tapa con espárragos. La imposibilidad de que se pierdan, se asegura en el caso dado al colocar un anillo de cierre en la tuerca. En la fig. 126, *I* se da la fijación con un espárrago. Si la pieza se sujeta mediante varios espárragos (fig. 126, *II*) entonces es

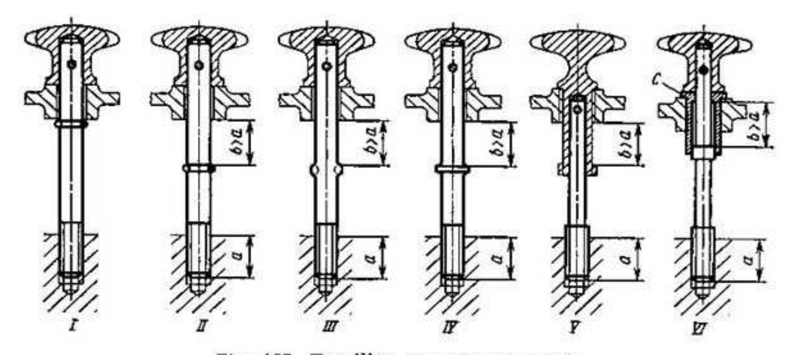


Fig. 127. Tornillos que «no se caen»:
I—sujeción mediante un tornillo que se fija con un anillo de cierre. Sujeción mediante varios tornillos; procedimientos de fijación: *II*—con anillo de cierre; *III*—con resaltos en el vástago; *IV*—con reborde; *V*—con cinturón roscado; *VI*—con apoyo del reborde en el casquillo enroscado C

necesario situar el anillo de cierre a una distancia *b* de la pieza que sobrepase la longitud *a* de la parte roscada del espárrago. Esto permite desenroscar todas las tuercas de sujeción independientemnete unas de otras. En caso contrario es inevitable el acuñamiento de la tuerca que se desenrosca permaneciendo las demás enroscadas.

En la fig. 127 se muestran (para el mismo caso de fijación de la tapa) los procedimientos que previenen la caída de los tornillos de sujeción (tornillos que «no se caen»). En la fig. 127, *I* se expone la fijación con un tornillo. Si hay varios tornillos, entonces es necesario seguir la regla: los elementos de fijación se sitúan a una distancia *b* del tope que supere la longitud *a* del filete enroscado (fig. 127, *II* a *VI*).

Tornillos abatibles

Los tornillos abatibles de instalación articulada se usan en los casos en que es preciso desarmar rápidamente la unión por ejemplo, para fijar las tapas de autoclaves (por lo que estos tornillos a veces se denominan de «autoclave»).

Al emplear los tornillos abatibles es necesario observar ciertas reglas. La superficie de apoyo para la tuerca o la cabeza del tornillo tiene que profundizarse hasta la magnitud *a* (fig. 128, *I*, *II* y *III*) que sea suficiente para fijar con seguridad el tornillo apretado y para

evitar su abatimiento espontáneo. El extremo roscado del tornillo debe tener una longitud *b* que se determina partiendo de que la tuerca no salga del tornillo al ser desenroscada (en la magnitud que es necesaria para que la tuerca pase sobre el borde de la tapa al abatir el tornillo).

Normalmente a las tuercas y a las cabezas de los tornillos se les da una forma que sea cómoda para desenroscarlas a mano (fig. 128, *II*

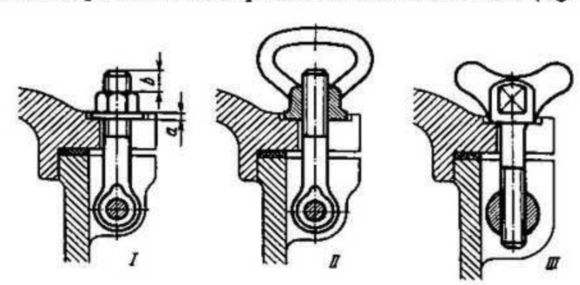


Fig. 128. Estructuras de tornillos abatibles (de «autoclaves»)

y *III*). Sin embargo, es preciso prever elementos para realizar su apriete mediante una llave con fuerza. En la estructura de la fig. 128, *III* esto se asegura introduciendo rebajos planos para la llave. En la estructura de la fig. 128, *II* es posible realizar el apriete con fuerza con una barra que se introduce en el orificio de la tuerca.

Tornillos de retención

Los tornillos de retención se usan primordialmente para la fijación axial y radial de las piezas en los árboles.

En la fig. 129 se exponen los tipos fundamentales de tornillos de retención con diferentes elementos para enroscar y extremos de fijación que pueden usarse en las más diversas combinaciones. Los tornillos de retención se dividen en dos clases principales: los de presión (fig. 129, *I* a *V*) y los acoplados (fig. 129, *VI* a *X*). En los primeros la ligazón entre la pieza y el árbol se realiza a costa del rozamiento, como resultado de la presión del tope de fijación del tornillo sobre el árbol (fig. 129, *XI*). Los tornillos acoplados aseguran una fijación positiva: el extremo del tornillo entra en un orificio taladrado en el árbol (fig. 129, *XII*).

Los topes de los tornillos de presión se hacen planos (fig. 129, *I*), esféricos (fig. 129, *II*) o con espigas anulares (fig. 129, *III*, *IV* y *V*), que aumentan la ligazón entre la pieza y el árbol. Los tornillos de presión como medio de retención se usan cada vez con menos frecuencia. Sus inconveniencias principales son: una retención poco

fiable, así como la alteración del centrado de la pieza sobre el árbol al apretar el tornillo. Los tornillos desplazados del eje transversal de simetría de la pieza provocan, además, el ladeo de la pieza en el árbol.

Las estructuras de cabezas con ranuras para el destornillador (fig. 129, *I*, *II*, *III*) no permiten realizar un fuerte apriete; su retención prácticamente es imposible. Las estructuras que llevan cabezas cuadradas y hexagonales (fig. 129, *IV* y *V*) permiten el apriete con

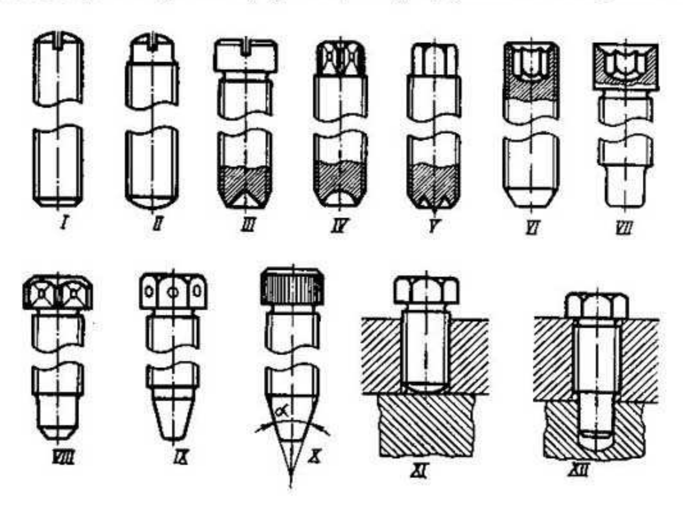


Fig. 129. Tipos fundamentales de tornillos de retención

fuerza y se retienen de modo correcto. Sin embargo, en el curso del tiempo la apretura en la unión se debilita a pesar de todo debido al aplastamiento de la rosca y de las superficies que se aprietan.

No se deben usar tornillos de presión para fijación axial de las piezas. Estos tornillos sólo pueden usarse cuando es necesario sujetar la pieza en el árbol en una posición axial arbitraria. Se sobreentiende que los tornillos de presión no pueden transmitir el momento torsional, por lo que siempre se usan en combinación con chavetas u otros medios para transmitir el momento.

En la fig. 130 se dan ejemplos de fijación axial de una rueda dentada en el árbol con tornillos de presión que se sitúa en la pieza (fig. 130, *I* y *II*) o en los anillos (fig. 130, *III*).

Los anillos de retención (fig. 131) pertenecen a las estructuras anticuadas. Estos no permiten obtener una fijación segura, ni apretar la pieza, lo que es una importante condición de la capacidad de trabajo de la unión bajo cargas grandes. Además, la unión resulta muy voluminosa.

Cuando es necesario usar un tornillo de presión es mejor emplear los tornillos con elementos de fuerza para enroscar, y espigas anulares (es preciso recordar que éstas dañan la superficie del árbol). Los

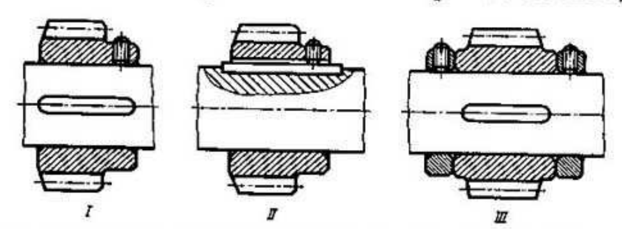


Fig. 130. Ejemplos de cómo se emplean los tornillos de retención por presión. Fijación de una rueda dentada:
I—con tornillo que presiona en el árbol; *II*—con tornillo que presiona sobre la chaveta; *III*— con anillos de regulación con tornillos de presión

tornillos deben pasar tratamiento térmico hasta una dureza no menor que *HRC* 45—44; la dureza de la superficie del árbol tiene que ser no mayor que *HRC* 30—35.

La disposición de los tornillos respecto a la chaveta no carece de importancia. De los procedimientos usados para colocar los torni-

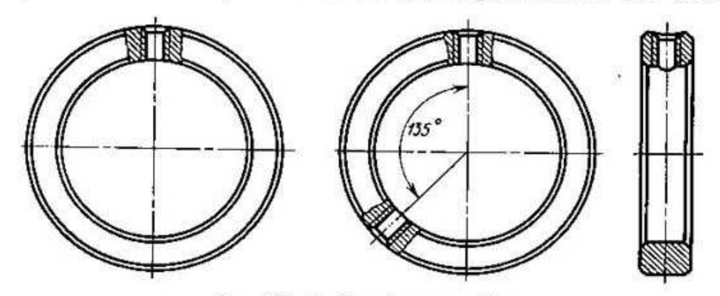


Fig. 131. Anillos de retención

llos mostrados en la fig. 132, *I* a *IV* el más conveniente es el método IV en que el tornillo se ubica bajo un ángulo $\alpha = 30—45°$ respecto al eje de chaveta. Al emplear esta disposición durante el apriete del tornillo se origina cierto huelgo negativo en la cara activa de la chaveta (en la fig. 132, *IV* la flecha indica la dirección del momento torsional). Cuando el sentido del momento es contrario, la posición del tornillo tiene que ser respectivamente inversa.

Las uniones mediante tornillos acoplados encuentran una aplicación más amplia para fijar las piezas asentadas, para prevenir su desplazamiento longitudinal y su giro, así como para transmitir momentos torsionales pequeños.

Los tornillos con extremos cilíndricos de fijación (fig. 129, *VII*, *VIII*) se colocan en los orificios que han sido, en la mayoría de los casos, taladrados previamente en la pieza. Si en el curso del montaje se necesita regular la posición axial de la pieza, entonces el taladrado se realiza durante el montaje por el orificio roscado de la

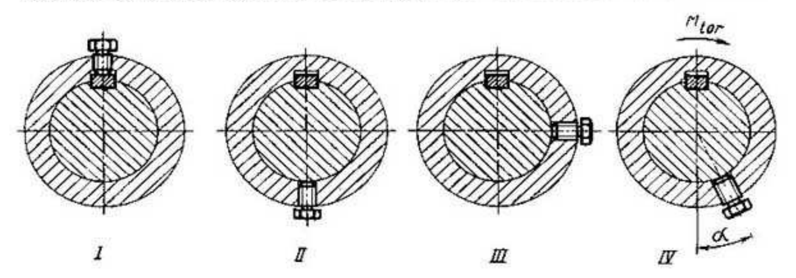


Fig. 132. Procedimientos para colocar los tornillos de presión en un árbol con chaveta

pieza que se asienta. El extremo cilíndrico del tornillo, según las condiciones en que trabaja el conjunto, se acopla en el agujero, dejando cierta holgura, o con ajuste forzado.

Es conveniente recordar que el taladrado y aún más el escariado del agujero (para el ajuste forzado), igual que las demás operaciones que se realizan durante el montaje, son muy desventajosos desde el

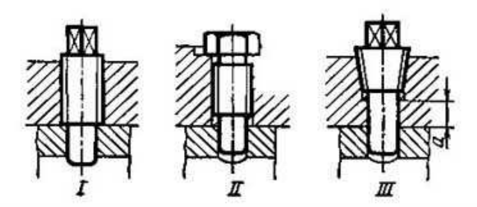


Fig. 133. Procedimientos para colocar los tornillos con extremo cilíndrico (al fijar un casquillo interior):

I y *II*—incorrecto y correcto; *III*—unión de resistencia mecánica elevada

punto de vista tecnológico, puesto que complican el ensamblaje. Al maquinar los orificios en conjunto no se puede excluir la caída de virutas en grupo armado. Con frecuencia resulta necesario desarmar y lavar el grupo para sacar las virutas.

Hay que tener en cuenta que los tornillos con extremos cilíndricos de fijación, sobre todo al sujetar piezas de paredes delgadas (por ejemplo, casquillos), deben instalarse hasta el tope de la cabeza en

la pieza (fig. 133, *II*). En caso contrario el tornillo, al apoyarse con su rosca en la pieza a fijar (fig. 133, *I*) la deforma.

La capacidad de la unión para resistir las cargas de cizallamiento crece, si el agujero en la pieza que se coloca, se practica con un sector liso *a* (fig. 133, *III*) cuyo diámetro es igual al diámetro del orificio en el árbol, se escarían luego ambos agujeros en conjunto y el extremo de fijación del tornillo se mete con ajuste en el orificio escariado. Entonces la rosca del tornillo se descarga del aplastamiento y la fijación resulta más segura.

La unión más resistente la aseguran los tornillos con extremo cónico de fijación (véase fig. 129, *IX* y *X*). El ángulo central del cono α se hace en promedio igual a 20—30°.

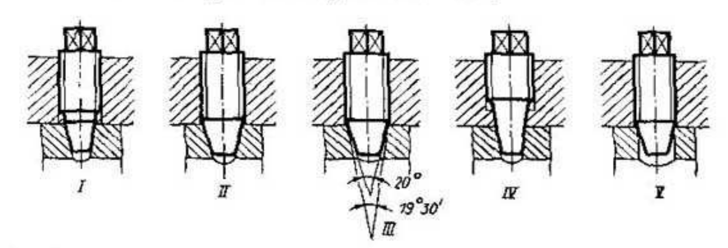


Fig. 134. Procedimientos para colocar tornillos con extremo cónico para fijar un casquillo interior

La ventaja de las uniones mediante tornillos con extremos cónicos consiste en que el tornillo no necesita retención. Cuando los ángulos del cono alcanzan 15—20°, el tornillo se asegura de modo suficientemente fiable contra el autodesenrosque.

Los ejemplos de instalación de los tornillos acoplados cónicos, se exponen en la fig. 134, *I* a *V*. La unión es tanto más resistente, cuanto más cerca del plano de cizallamiento se encuentra la base del cono. Esta es la causa por la que es conveniente hacer el ángulo central del orificio cónico en la pieza a fijar algo menor (30′—1°) que el ángulo del cono de fijación, de modo que éste se asiente sobre la parte de entrada del orificio (fig. 134, *III*).

Cuando se requiere que la unión tenga una resistencia mecánica elevada, el cono se asienta en los orificios cónicos escariados en conjunto en ambas piezas a unir (fig. 134, *IV*). A veces el extremo cónico del tornillo se asienta en un orificio cilíndrico (fig. 134, *V*). Esto simplifica el taladrado del orificio. La unión resulta suficientemente resistente, puesto que el extremo cónico del tornillo, al aplastar los bordes del orificio durante el apriete, forma para el cono un alojamiento en el agujero.

En la fig. 135 se expone un ejemplo en que un tornillo cónico se usa para fijar el casquillo de la palanca en el eje. En el caso dado la unión resuelve exitosamente un problema doble: transmitir el mo-

mento torsional de la palanca al eje y fijar éste en dirección axial (al apoyarse los topes del casquillo en las mordazas del cuerpo).

Los tornillos con extremos cilíndricos se usan con frecuencia cuando es necesario fijar la posición axial de una pieza sobre un árbol, asegurando al mismo tiempo la libertad de rotación de ésta en el árbol. Para esto en el árbol se practica una ranura circular en la que se introduce el extremo del tornillo (fig. 136, *I*).

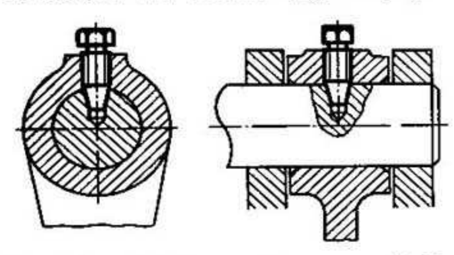


Fig. 135. Fijación axial y radial de una palanca en un árbol mediante un tornillo cónico

Los tornillos con extremos cónicos se usan cuando es necesario fijar la posición axial y angular de la pieza sobre el árbol, teniendo al mismo tiempo la posibilidad de regular la posición angular de la pieza. Para esto en el árbol se practica una ranura anular con perfil que corresponde al perfil del extremo del tornillo (fig. 136, *II*).

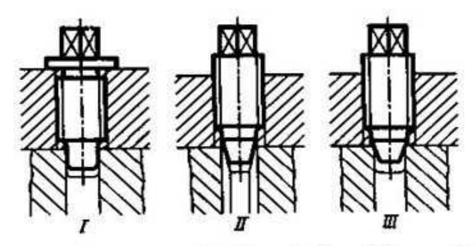


Fig. 136. Empleo de tornillos para fijar la posición axial y angular de las piezas en el árbol

Después de la regulación, la pieza se fija en el árbol al apretar el tornillo. Cuando el cono tiene ángulos de 15—20°, la unión será autofrenada.

En las uniones en que se realiza sólo una regulación se permite colocar el tornillo en una ranura anular de perfil rectangular (fig. 136, *III*).

Clavijas de sujeción

Las clavijas como piezas de sujeción tienen una aplicación limitada. Se usan para uniones débilmente cargadas, de modo primordial para fijar las piezas que se colocan sobre los árboles (fig. 137), así como los ejes en los cuerpos (fig. 138, *I*). Las inconveniencias de esta unión son: debilitamiento del árbol con el orificio para la clavija, resistencia baja de la unión al cizallamiento, ausencia de apriete de la unión, montaje y desmontaje dificultosos, falta de correspondencia a la tecnología progresiva (se requiere taladrar en conjunto los orificios para la clavija en las piezas a unir).

Las clavijas no sirven para unir piezas templadas cuya dureza sobrepasa el límite de maquinabilidad por la herramienta cortante (más de *HRC* 30). Por ejemplo, al unir mediante clavijas una cabeza templada hasta alta dureza (*HRC* 60 . . . 62) con una pieza tubular no es posible taladrar y escariar en conjunto los agujeros para las clavijas (fig. 138, *II*).

En tales casos hay que dejar las partes a unir de las piezas sin temple, atribuyendo dureza elevada (*HRC* 60 . . . 62) sólo a las superficies activas, por ejemplo, con ayuda de la cementación local, el tratamiento con corrientes de alta frecuencia y otros procedimientos.

No se permite fijar las uniones con clavijas en conos, incluso cuando el maquinado de los orificios para las clavijas es conjunto. Durante el montaje y desmontaje de la unión, los conos exterior e interior se desplazan uno respecto a otro como resultado de diferentes esfuerzos de apriete, así como debido al desgaste y aplastamiento de las superficie cónicas de asentamiento. Después del apriete puede resultar que sea imposible colocar la clavija por no coincidir los agujeros en las piezas a unir. La colocación previa (antes del apriete) de la clavija puede conducir al corte de la clavija durante el apriete.

Las clavijas de sujeción se dividen en dos tipos principales: cilíndricas y cónicas.

Clavijas cilíndricas. La fig. 139 ofrece diferentes clavijas cilíndricas: *I* es el tipo principal; *II* es tipo con chaflán de entrada; *III*—con topes preparados para el abocardado; *IV*—con extremos ranurados para la retención por medio de un anillo de resorte; *V*—tubular, *VI*—tubular, partida, de autorretención.

Las clavijas se fabrican de aceros al carbono con contenido del 0,45 al 0,5% de C y se someten a tratamiento térmico hasta la dureza *HRC* 40 . . . 45. Los orificios para las clavijas en las piezas a unir se taladran y escarían en conjunto. Las clavijas se colocan en los agujeros con huelgo negativo (ajuste adherente, apretado o a presión).

Los agujeros para las clavijas tienen que ser pasantes, ya que en caso contrario es imposible sacarlas durante el desarme. Los orificios ciegos son admisibles sólo para las uniones que no han de desmontarse. Cuando es necesario asegurar el desarme de las uniones que

tienen agujeros ciegos, las clavijas deben estar dotadas de elementos para su extracción (fig. 139, *VII* a *IX*).

Incluso cuando tiene lugar el ajuste con huelgo negativo, las clavijas se someten a retención obligatoria. Los procedimientos de

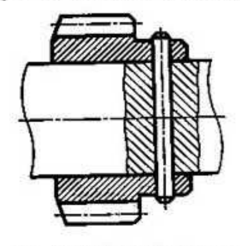


Fig. 137. Fijación de una rueda dentada colocada en un árbol mediante una clavija cilíndrica

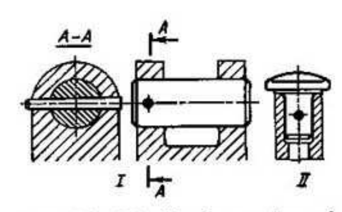


Fig. 138. Fijación de un eje en el cuerpo y de una cabeza de empujador mediante una clavija cónica

retención de las uniones que no se desarman, se muestran en la fig. 140 (caso de fijar con clavija la pieza que se asienta en el árbol). Las clavijas no templadas se roblonan (fig. 140, *I* y *II*). Las clavijas templadas (que se usan en uniones de mayor responsabilidad) se fijan mediante el graneteado (fig. 140, *III*) o el rebordeado del material de la pieza cerca de los extremos de la clavija.

En las figs. 141 y 142 se exponen los procedimientos usados para la retención de una unión desarmable. En la estructura de la fig. 141 la clavija se bloquea mediante un anillo seccionado de resorte que se introduce en la ranura practicada en el casquillo de la pieza que se asienta. La holgura *a* entre los extremos del anillo de resorte tiene que ser menor que el diámetro de la clavija, ya que en caso contrario, si, por casualidad, el intervalo entre los extremos del anillo se sitúa frente a la clavija, es posible la caída de esta última.

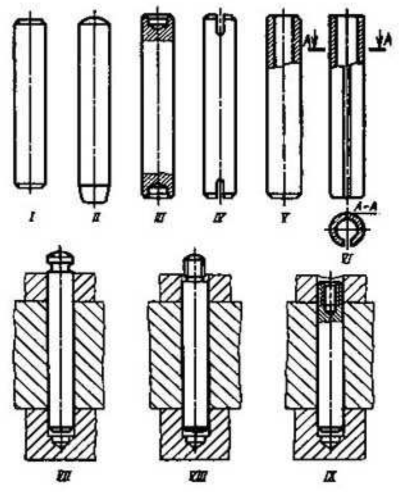


Fig. 139. Clavijas cilíndricas

En la estructura de la fig. 142 el anillo de resorte se introduce en las ranuras en los extremos de la clavija. A diferencia de la estructura presentada en la fig. 141, aquí no hay ranura anular que debilita la pieza exterior.

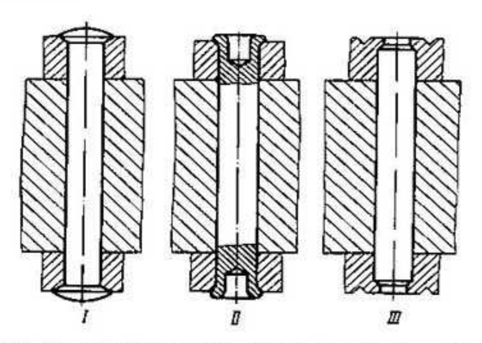


Fig. 140. Procedimientos para retener las clavijas cilíndricas

Al realizar el montaje la clavija tiene que colocarse de tal modo que las ranuras se encuentren en el plano perpendicular al eje del árbol.

Estos procedimientos pueden usarse sólo cuando la frecuencia de rotación del árbol no es alta; cuando la frecuencia de rotación es

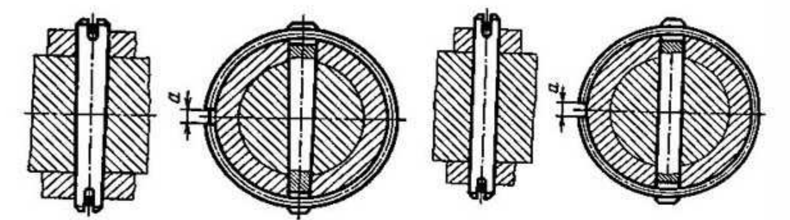


Fig. 141. Retención de una clavija mediante un anillo seccionado de resorte

Fig. 142. Retención de una clavija mediante un anillo de resorte sin ranura anular

grande, surge el peligro de que el anillo de resorte se abra bajo la acción de las fuerzas centrífugas. En este caso a veces se recurre al procedimiento primitivo de atar los extremos de la clavija con un alambre que pasa por la ranura anular.

Clavijas ranuradas. Para las uniones que no son de responsabilidad, se usan las clavijas ranuradas de autoretención (fig. 143, *I* a

IV). Las clavijas se fabrican de acero, se someten a tratamiento térmico hasta la dureza *HRC* 40 . . . 45; después de esto en ellas se practican ranuras de perfil triangular. Los bordes de las ranuras sobresalen de la superficie del cilindro como se indica en las secciones

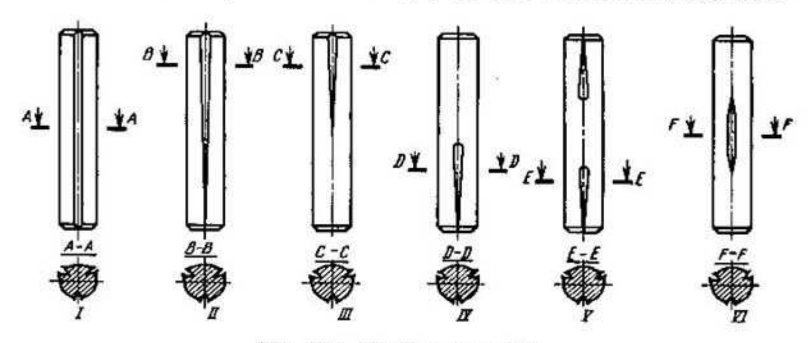


Fig. 143. Clavijas ranuradas

de la fig. 143 (en escala aumentada). Las clavijas se colocan, se encajan o se embuten en los orificios taladrados o escariados. Al encajarlas los bordes de las ranuras penetran en las paredes del orificio asegurando una retención más o menos fiable de la clavija.

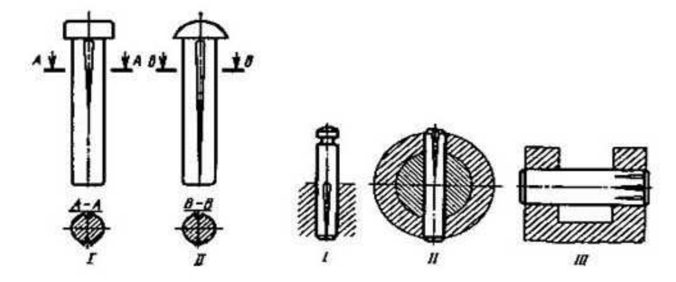


Fig. 144. Clavijas ranuradas con cabezas

Fig. 145. Ejemplos de empleo de clavijas ranuradas para fijar las piezas:
I—para la fijación de un muelle; *II*—para la fijación de una pieza asentada en el árbol; *III*—colocación de un eje hendido

La disposición de las ranuras por la longitud de la clavija depende de las condiciones en que ésta se coloca y trabaja. En la fig. 144, *I* y *II* se muestran clavijas ranuradas con cabezas y que se encajan forzosamente.

Las clavijas ranuradas pueden sólo colocarse en las piezas fabricadas de materiales plásticos; para los materiales frágiles son inadmisibles. Ejemplos de cómo se colocan las clavijas ranuradas, se da en la fig. 145, *I* y *II*. A veces la embutición sobre hendiduras se usa para piezas grandes del tipo de bulones y ejes (fig. 145, *III*).

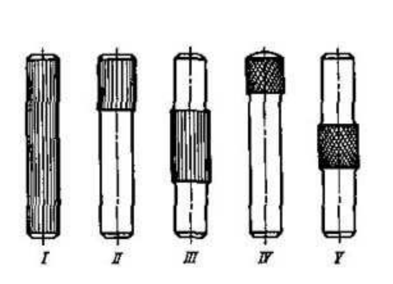


Fig. 146. Clavijas con cinturones moleteados

Fig. 147. Clavijas de autoroscado

Se usan también las clavijas de autoapriete con sectores moleteados (fig. 146, *I* a *V*).

En los artículos de materiales blandos (madera, plásticos) se instalan también clavijas de autoroscado *I* y tornillos con filetes espirales (fig. 147).

Clavijas cónicas. Las clavijas cónicas se usan en las uniones de responsabilidad. La forma cónica asegura un ajuste más compacto; las clavijas se retienen con más facilidad, puesto que en el caso dado es necesario preservar la caída de la clavija sólo por una parte.

Sin embargo, la fabricación de las clavijas cónicas (y el taladrado de los orificios para éstas) es más complicada que la de las cilíndricas.

Al colocar las clavijas cónicas se puede fácilmente provocar tensiones considerables de aplastamiento y de tracción en las paredes de los orificios. Por eso las clavijas cónicas se colocan con ayuda de un golpe tarado o en una prensa con esfuerzo controlado. No se recomienda instalar las clavijas cónicas en las piezas fabricadas de materiales blandos (aleaciones de aluminio y de magnesio).

En la fig. 148, *I* a *VIII* se exponen las clavijas cónicas. Las clavijas con rosca exterior o interior para el extractor se usan en caso de que éstas se coloquen en orificios ciegos, así como en calidad de piezas de posicionamiento (fig. 148, *VII* y *VIII*).

La conicidad estándar de las clavijas es 1 : 50. A pesar de que esta conicidad asegura el autofrenado, las clavijas cónicas se retienen adicionalmente contra la caída con ayuda de dispositivos adicionales.

Los procedimientos de retención se muestran en las figs. 149 a 152. Las clavijas cónicas de acero blando se fijan roblonando o separando el extremo seccionado como se muestra en la fig. 149, *I* (unión

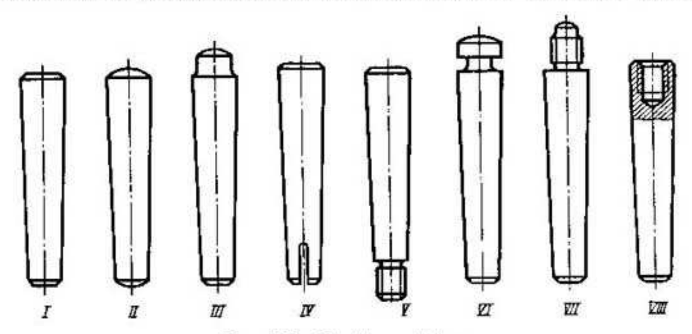


Fig. 148. Clavijas cónicas

que no se desmonta). Se usa también la retención mediante un pasador hendido (fig. 149, *II*) y con una tuerca que luego se bloquea con un pasador hendido (fig. 149, *III*).

En las figs. 150 a 152 se presentan métodos propagados de retención mediante anillos seccionados de resorte. Las clavijas de la

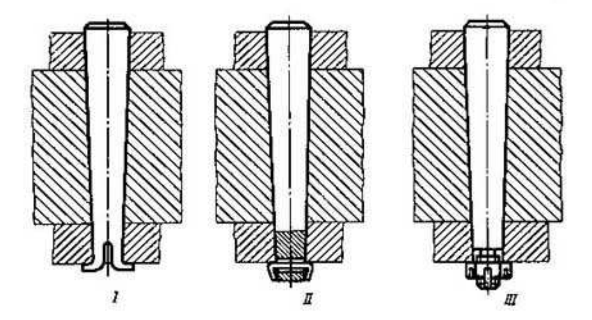


Fig. 149. Procedimientos para retener las clavijas cónicas

fig. 150 se aseguran con un anillo que se introduce en la ranura anular y simultáneamente en las ranuras de la clavija. El huelgo *a* entre los extremos del anillo de resorte tiene que ser menor que el diámetro más pequeño de la clavija. La inconveniencia de este procedimiento consiste en la necesidad de colocar la clavija en una posición estrictamente determinada, es decir, de tal modo que las ranuras coincidan con la ranura anular practicada en la pieza.

El método mostrado en la fig. 151 es mejor. Aquí la clavija se profundiza en el orificio por la parte de su diámetro mayor; el extremo opuesto de la clavija sobresale. Esta se retiene contra la caída con un anillo de resorte que, a su vez, está fijado contra su giro por

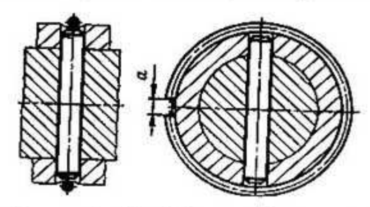


Fig. 150. Retención de una clavija cónica mediante un anillo seccionado de resorte que se introduce en las ranuras de la clavija

el extremo sobresaliente de clavija. No siempre es posible profundizar ésta en el agujero (por ejemplo, cuando las piezas que se asientan tienen paredes finas). En tales casos se emplea la estructura presentada en la fig. 152. El anillo de resorte se ha fabricado con un lazo

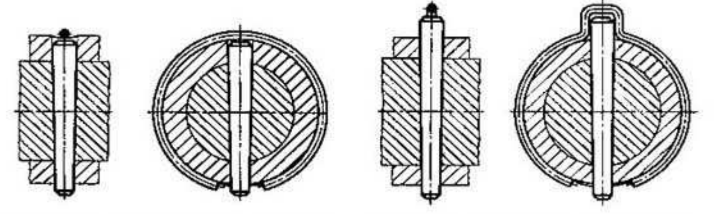


Fig. 151. Retención de una clavija cónica mediante un anillo de resorte

Fig. 152. Retención de una clavija cónica mediante un anillo de resorte con bucle

que abarca el extremo sobresaliente de la clavija. Esta estructura realiza tanto la retención de la clavija, como el aseguramiento del anillo contra su giro.

Todos los métodos de fijación con ayuda de anillos seccionados de resorte son aplicables sólo con bajas frecuencias de rotación del árbol.

Clavijas posicionadoras

Las clavijas posicionadoras (de control) se usan cuando es necesario fijar con precisión la posición de una pieza respecto a la otra (por ejemplo, la posición de la tapa de un cojinete partido de deslizamiento, respecto a su cuerpo), así como para percibir las fuerzas transversales que actúan en el plano de separación de dos piezas (por

ejemplo, para transmitir el momento torsional en la unión embridada de árboles).

Se usan dos tipos de clavijas posicionadoras: cilíndricas y cónicas desmontables.

Las clavijas cilíndricas (fig. 153) se colocan comúnmente para siempre en una de las piezas a unir; el extremo sobresaliente de la clavija entra en el taladro practicado en la otra pieza con ajuste exacto o corredizo.

La forma de la clavija tiene gran importancia para el funcionamiento correcto y la longevidad de la unión. La forma más simple es la cilíndrica con chaflanes de entrada bajo ángulo de 45° (fig. 153, *I*),

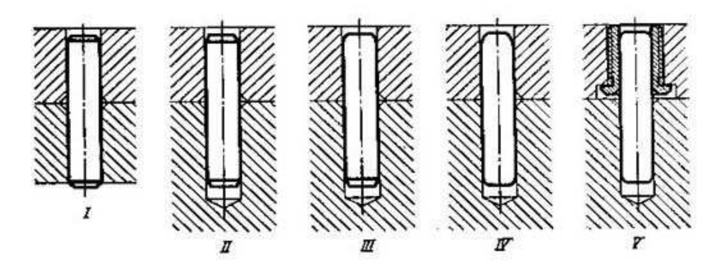


Fig. 153. Clavijas de posicionamiento cilíndricas

es la menos satisfactoria: los bordes de los chaflanes (al embutir la clavija y al colocar la pieza a unir) deterioran las paredes de los agujeros.

Algo mejor son los chaflanes bajo ángulo de 10 a 20° (fig. 153, *II*). Pero aquí también se observa el mismo fenómeno, aunque en grado inferior. Lo mejor de todo es cuando los extremos de las clavijas (por lo menos el que entra en la pieza a unir) tienen redondeos (fig. 153, *III*).

La estructura óptima se muestra en la fig. 153, *IV*. Aquí el extremo de entrada de la clavija tiene una curva de acuerdo de radio variable que se transforma suavemente en la superficie cilíndrica de la clavija. Esta forma se usa ampliamente para las clavijas que se colocan en las piezas fabricadas de aleaciones ligeras. La producción de estas clavijas es algo más complicada, pero a su vez aseguran un montaje cómodo y un largo plazo de servicio de la unión.

En todos los casos son obligatorios los chaflanes de entrada en los orificios de las piezas a unir. En el alojamiento de encaje los chaflanes se necesitan para facilitar el embutido de la clavija; en los artículos de metales plásticos los chaflanes, además, previenen el hinchamiento del material cerca de los bordes del alojamiento. En los orificios de las piezas a unir, los chaflanes son necesarios para facilitar el montaje.

En los artículos de materiales blandos, por ejemplo, plásticos, el orificio para el extremo de entrada de la clavija, se protege mediante un casquillo de reducción (fig. 153, *V*). Los casquillos de reducción se fijan en los artículos con rosca, por medio de encajado con prensa, etc.

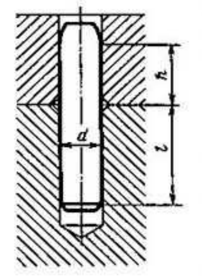


Fig. 154. Determinación de los parámetros de las clavijas de posicionamiento cilíndricas

Las clavijas posicionadoras se fabrican de acero alto en carbono, para las uniones especialmente importantes de fuerza se producen de acero aleado con temple hasta la dureza *HRC* 50 a 60. Las superficies de trabajo de las clavijas se mecanizan a no menos de la 2ª clase de precisión con parámetro de rugosidad $Ra = 0{,}32 \ldots \ldots 0{,}63\ \mu$.

En un orificio ciego la clavija normalmente se coloca con ajuste a resión. Cuanto menor es el diámetro de la clavija y cuanto más blando es el material del artículo, tanto mayor debe ser el huelgo negativo en la unión. En los artículos de aleaciones ligeras se usan ajustes con huelgo negativo (incluso hasta ajuste en caliente). A pesar de todo las clavijas se aseguran, como regla, adicionalmente contra la caída en caso de que el huelgo negativo se debilita por casualidad (véase fig. 160).

La profundidad del encajado con prensa *l* (fig. 154) depende del material y el diámetro de la clavija *d*.

Material	*l*
Acero, hierro fundido de alta resistencia y maleable, bronce	$\approx 2d$
Fundición gris	(2 a 2,5) *d*
Aleaciones de aluminio, de magnesio y de cinc . .	(2,5 a 3) *d*
Plásticos (sin casquillos de reducción)	(3 a 3,5) *d*

Para las clavijas finas (aciculares) de diámetro menor que 3 . . . . . . 4 mm, estos valores tienen que ser aumentados 1,5 . . . 2 veces.

La altura últil *h* de la parte sobresaliente de la clavija (fig. 154) se hace no menor que (1,5 . . . 2,5) *d* (las cifras mayores se refieren a los artículosfabricados de materiales blandos). El diámetro de las clavijas para los artículos de pequeñas y medias dimensiones se hace igual a 4 . . . 10 mm, para los artículos grandes 10 . . . 20 mm. Para reducir la masa de las clavijas cuyo diámetro es grande, ésta frecuentemente se producen huecas (fig. 155).

Las clavijas se instalan en agujeros ciegos valiéndose de uno de los tres métodos siguientes: hasta el tope en el borde de la parte escariada del orificio (fig. 156, *I*); hasta el tope en el fondo del orificio (fig. 146 *II*); encajando con prensa con empleo de un casquillo medido (fig. 156, *III*) que asegura la altura dada del extremo sobresaliente de la clavija. El último procedimiento es preferible; se usa también al embutir las clavijas en orificios pasantes.

En los agujeros ciegos es necesario prever lugar para el cono de entrada del escariador. La distancia *a* (fig. 156, *III*) entre el sector escariado y el fondo del orificio debe ser igual, por lo menos a 0,6 *d* para el escariado manual y a 1,5 *d*, para el mecánico.

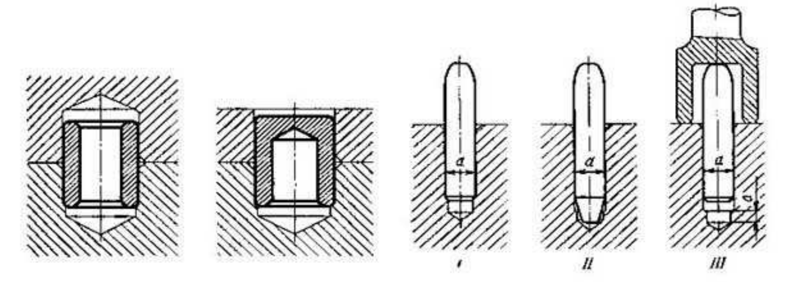


Fig. 155. Clavijas de posicionamiento huecas

Fig. 156. Procedimientos para colocar clavijas cilíndricas en agujeros ciegos

Al embutir las clavijas en alojamientos ciegos es necesario asegurar la salida del aire del alojamiento para evitar la rotura posible de las paredes del alojamiento (sobre todo en los artículos de aleaciones blandas). Para esto en las paredes del alojamiento se practican

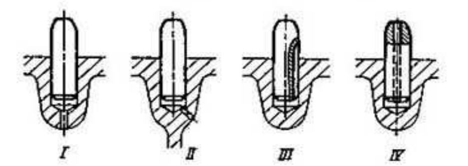


Fig. 157. Procedimientos para prevenir la compresión del aire al embutir las clavijas en alojamientos ciegos

orificios (fig. 157, *I* y *II*); en las clavijas grandes, muescas (fig. 157, *III*) o agujeros (fig. 157, *IV*).

Por lo común se usan tres procedimientos para meter las clavijas en las piezas a unir. En el primer procedimiento (fig. 158, *I*) se emplea el sistema de árbol único. La clavija se elabora lisa, de un mismo diámetro por toda su longitud; el orificio en el cuerpo se escaría para el encaje con prensa; el agujero en la pieza desarmable, con ajuste corredizo o sin holgura (en dependencia de los requisitos a que debe responder la unión). Este procedimiento es el más propagado.

Con el segundo método (fig. 158, *II*) se usa el sistema de agujero único. Los orificios se escarían según la clase *A*, un extremo de la

clavija se elabora para el ajuste a presión y el otro, para el ajuste corredizo o sin holgura. La clavija resulta escalonada (lo que no es generalmente deseable por consideraciones de producción).

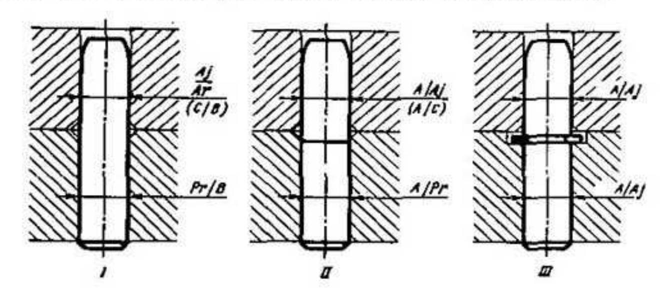


Fig. 158. Ajustes de las clavijas cilíndricas

Según el tercer procedimiento (fig. 158, *III*) la clavija se coloca en ambos orificios con ajuste sin holgura en el sistema de agujero único: tanto la clavija, como los orificios son lisos. Con este procedimiento es obligatoria la retención de la clavija en el cuerpo.

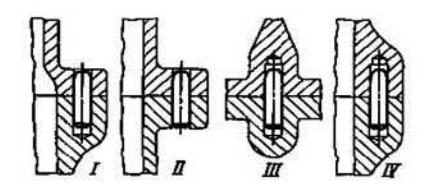


Fig. 159. Procedimientos para colocar clavijas cilíndricas

En la producción por unidades y en pequeñas series por lo menos uno de los agujeros en las piezas a unir (mejor ambos) se hace pasante partiendo de que sea posible taladrarlos y escariarlos simultáneamente en ambas piezas (fig. 159, *I* y *II*). En este caso es deseable el empleo del sistema de agujero único (para evitar la violación de la coaxialidad de los orificios durante el escariado adicional para el extremo libre de la clavija).

En la producción en gran escala los orificios para las clavijas de control en ambas piezas se practican mediante utillaje de concordancia con empleo de plantillas especulares de guía que aseguran la coincidencia de los ejes de orificios con alto grado de precisión.

El escariado simultáneo de los orificios en la producción en gran escala solamente complicaría el proceso de producción. Al aplicar

el utillaje de concordancia los orificios para las clavijas pueden ser ciegos (fig. 159, *III* y *IV*). Pero los orificios pasantes siempre son más preferibles, puesto que aseguran un maquinado más preciso y productivo.

En la fig. 160 se muestran los métodos usados para asegurar las clavijas contra la caída, la que puede ocurrir al aflojarse el ajuste en

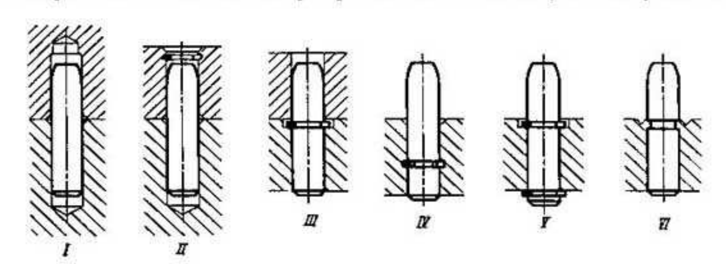


Fig. 160. Métodos para asegurar las clavijas cilíndricas contra la caída

el alojamiento (sobre todo en las piezas de metales blandos). La colocación de las clavijas en dos agujeros ciegos (fig. 160, *I*), su fijación con ayuda de un anillo de cierre en la pieza desarmable (fig. 160, *II*) o en el lugar de unión de las piezas (fig. 160, *III*) aseguran en plena medida la clavija contra su caída en la unión montada.

Es más difícil prevenir la posible pérdida de la clavija durante el desmontaje. La fijación de la clavija con ayuda de un anillo de cierre que penetra a salto, (fig. 160, *IV*) no siempre es posible a causa del aumento de las dimensiones, la fijación bilateral con anillos de cierre (fig. 160, *V*) es posible sólo cuando el orificio en el cuerpo es pasante. El procedimiento de fijar la clavija rebordeando el metal del cuerpo en un rebajo anular (fig. 160, *VI*) es aplicable sólo en los cuerpos fabricados de metales plásticos.

Fig. 161. Procedimiento para asegurar la clavija mediante una arandela que se coloca debajo del espárrago

En la fig. 161 se expone el procedimiento para retener la clavija mediante una arandela de diámetro aumentado que se coloca debajo del espárrago de sujeción situado en su proximidad.

Al colocar las clavijas es necesario observar determinadas reglas establecidas por la práctica. La clavija tiene que estar profundizada en el orificio de la pieza desarmable (fig. 162, *II*). La salida de la clavija (fig. 162, *I*) no se permite, puesto que en este caso es posible deteriorarla con un golpe casual o ésta puede aflojarse en el

alojamiento de encaje. Cuando el espesor de la brida no es suficiente para profundizar la clavija, en el sector por el que sale la clavija en la pieza desarmable se preven tetones locales (fig. 162, *III*).

Es conveniente situar siempre las clavijas en la proximidad inmediata de los elementos de fijación: tornillos, espárragos, etc. En las

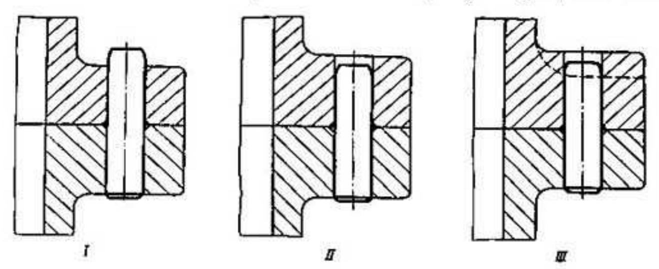


Fig. 162. Colocación de las clavijas

piezas que no tienen otros elementos de fijación, por ejemplo, torneados centradores, se colocan dos clavijas. No tiene sentido colocar mayor número de clavijas a excepción del caso en que la unión está sometida a cargas de desplazamiento elevadas. En las uniones

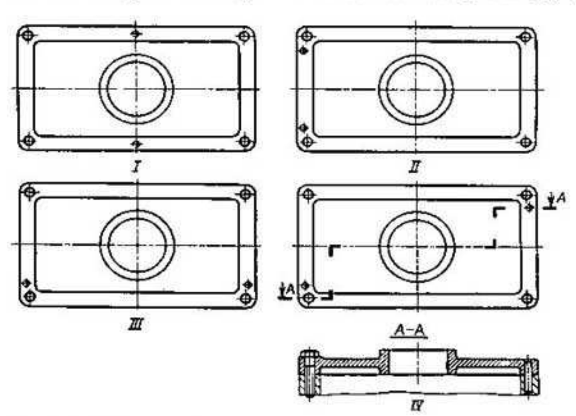


Fig. 163. Disposición de las clavijas de ajuste en una pieza

de piezas cilíndricas con torneado centrador, para la fijación angular de una pieza respecto a otra es completamente suficiente una clavija de ajuste. Para fuerzas de cizallamiento considerables se usa también un número mayor de clavijas.

Para su fijación más precisa las clavijas tienen que situarse lo más lejos posible unas de otras y del eje geométrico de la pieza.

En la fig. 163 se presentan ejemplos de ubicaciones correcta e incorrecta de las clavijas en una pieza tipo de tapa (los orificios para las clavijas se muestran por medio de los círculos cuya mitad está ennegrecida).

El error de la estructura expuesta en la fig. 163, *I* consiste en que las clavijas se encuentran muy alejadas de los tornillos de sujeción. En la estructura de la fig. 163, *II* las clavijas se encuentran en la proximidad inmediata de los tornillos de sujeción; aquí el error consiste en la pequeña distancia entre las clavijas. La fijación resulta insegura; las fuerzas de desplazamiento (por ejemplo, debidas a los esfuerzos de trabajo aplicados al saliente central de la tapa) provocan grandes tensiones en las uniones de clavija.

En la estructura de la fig. 163, *III* los errores están corregidos por medio del alejamiento de las clavijas. La estructura de la fig. 163, *IV* es la más correcta, puesto que aquí las clavijas están alejadas una de otra a la distancia máxima posible.

Las clavijas cónicas posicionadoras aseguran una fijación más precisa que las cilíndricas. La precisión de fijación casi no se pierde en el curso de tiempo a consecuencia del desgaste y de los desmontajes y montajes múltiples, puesto que la exactitud de ajuste se restablece cada vez como resultado de profundización de la clavija en el alojamiento a una profundidad mayor. Otra ventaja de estas clavijas consiste en la extracción relativamente fácil, lo que permite sustituir las clavijas deterioradas y, en cierta medida, facilita el montaje y el desmontaje de la unión. La fabricación de las uniones de clavijas cónicas es considerablemente más complicada que las de cilíndricas. Aquí es obligatorio taladrar, avellanar y escariar los orificios en conjunto en las piezas a fijar.

Las clavijas se fabrican del acero templado. La conicidad estandartizada es de 1 : 50. Las clavijas se colocan en los alojamientos con ayuda de un esfuerzo calibrado. Las clavijas cónicas no se usan para fijar las piezas de aleaciones ligeras, puesto que durante la instalación de la clavija es posible deteriorar las paredes del orificio.

Los tipos principales de clavijas cónicas posicionadoras se muestran en la fig. 164. La clavija presentada en la fig. 164, *I* es aplicable sólo para las uniones inseparables o al ser el agujero pasante cuando existe la posibilidad de extraer la clavija golpeándola en el extremo inverso.

En las uniones separables y cuando las clavijas se colocan en agujeros ciegos es obligatorio emplear elementos para su extracción.

El elemento de extracción más simple es una ranura anular en del el extremo saliente de la clavija (fig. 164, *II*) para los agarres del extractor. Son más cómodas las clavijas con rosca exterior (fig. 164, *III*) o interior (fig. 164, *V*). Las clavijas de esta índole se extraen del alojamiento con ayuda de una tuerca (fig. 164, *IV*) o un tornillo (fig. 164, *VI*) que se apoyan sobre la superficie de la pieza

desmontable a través de arandelas adicionadas. Es suficiente dar algunas vueltas a la tuerca (o al tornillo) para mover la clavija de su lugar; después de esto la clavija se saca a mano.

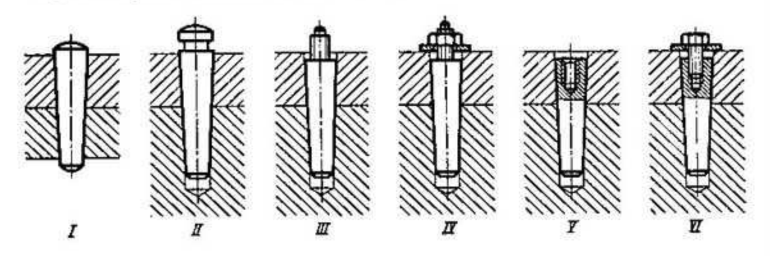


Fig. 164. Clavijas de posicionamiento cónicas

A diferencia de las clavijas cilíndricas posicionadoras que permiten el empleo de empaquetaduias en la superficie de conjugación

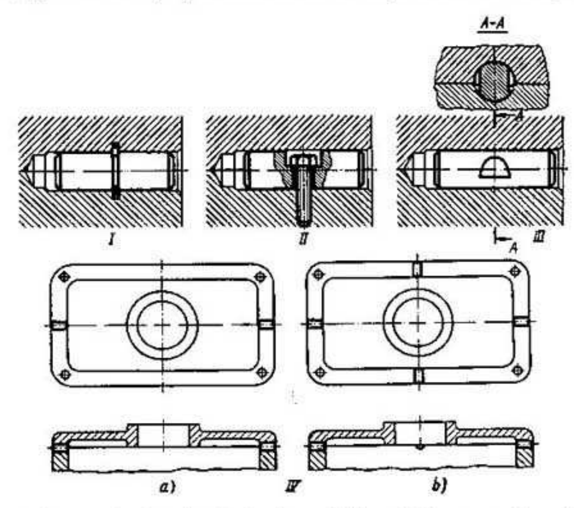


Fig. 165. Clavijas de instalación horizontal (*I* a *III*) y su colocación (*IV*). Fijación:
a—en una dirección; b—en todas las direcciones

de las piezas a unir, las clavijas cónicas pueden funcionar correctamente sólo en las uniones «metal por metal».

Las clavijas cónicas posicionadoras se usan en conjuntos y máquinas donde el requisito fundamental es la precisión de instalación.

Las clavijas posicionadoras de instalación horizontal cuyo eje coincide con el plano de conjugación entre las piezas a unir (fig. 165), se usan para fijar en casos individuales.

La fijación con ayuda de anillos de cierre no asegura la clavija contra su caída durante el montaje y el desmontaje. Es mejor fijar las clavijas, por ejemplo, sujetándolas a una de las piezas por medio de tornillos (fig. 165, *II*) o graneteando el metal de la pieza en una cavidad practicada en la clavija (fig. 165, *III*). El último procedimiento es aplicable sólo en las piezas de metales suficientemente plásticos.

Los orificios para las clavijas se perforan por el tope y se escarían conjuntamente en ambas piezas. La ventaja de esta unión es gran área de cizallamiento. La inconveniencia consiste en que bajo la acción de los esfuerzos cortantes en la unión surgen fuerzas perpendiculares al plano de conjugación que cargan adicionalmente los tornillos de sujeción.

Las clavijas se usan solamente en las uniones del tipo «metal por metal». Las clavijas que tratamos fijan las piezas sólo en la dirección perpendicular al eje de estos.

Cuando la fijación es necesaria en todas las direcciones se recurre a la colocación de varias clavijas perpendiculares entre sí (fig. 165, *IV*).

La precisión de fijación mediante dichas clavijas debido a su posición es considerablemente inferior que la exactitud alcanzada en la fijación por medio de las clavijas cilínricas y cónicas posicionadoras.

ELEMENTOS DE FUERZA POSICIONADORES

En las uniones sometidas a altas cargas de desplazamiento se introducen elementos posicionadores especiales que soportan el cizallamiento y descargan los tornillos de sujeción de la flexión, por ejemplo, en las uniones embridadas de árboles que transmiten un momento torsional grande. Los elementos de fuerza posicionadores se dividen en tres clases: pasadores posicionadores; tornillos prisioneros; casquillos posicionadores en combinación con tornillos.

El tipo más simple del pasador posicionador es una clavija cilíndrica que se coloca con ajuste a presión en una de las piezas a unir y con ajuste sin holgura en el orificio de la segunda (fig. 166, *I*).

Las dimensiones y el número de clavijas se determinan mediante el cálculo del cizallamiento y el aplastamiento ejercidos por la fuerza total de desplazamiento que actúa sobre la unión (sin tener en cuenta las fuerzas de frotamiento que se originan por el apriete de los tornillos). Las clavijas se sitúan alternativamente con los pernos corrientes de apriete que se colocan con holgura en los agujeros.

Para prever el aplastamiento y deterioro de las superficies de ajuste en las uniones muy cargadas, sobre todo al haber carga pulsante o alternativa, se usan clavijas de gran diámetro. Para reducir la masa de la clavija frecuentemente éstas se fabrican huecas (fig. 166,

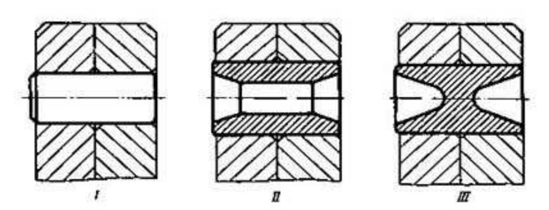


Fig. 166. Clavijas de fuerza de posicionamiento

II). Con el fin de aumentar el área de cizallamiento se emplean clavijas con un sector macizo en el plano de corte (fig. 166, *III*). El adelgazamiento del cuerpo de la clavija hacia sus topes asegura una distribución uniforme de los esfuerzos de aplastamiento por la longitud de la clavija.

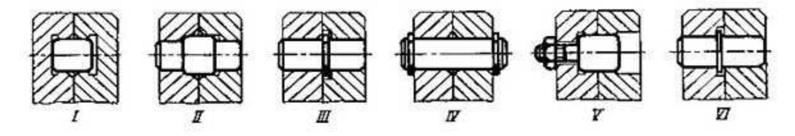


Fig. 167. Procedimientos para fijar clavijas de fuerza de posicionamiento

Las clavijas posicionadoras se fabrican de acero al carbono con contenido 0,45 al 0,8% de C y para las uniones de responsabilidad, de aceros aleados, y se someten al tratamiento térmico hasta la dureza *HRC* 45...55.

A pesar de que las clavijas se colocan en una de las piezas con ajuste a presión, en las uniones de responsabilidad las clavijas se fijan adicionalmente en la dirección axial, puesto que en la práctica hay casos cuando las clavijas se caen a consecuencia de que el ajuste se debilita. Los procedimientos de fijación se muestran en la fig. 167.

La estructuras de la fig. 167, *I* y *II* tecnológicamente no son ventajosas, ya que no permiten elaborar los orificios de parte a parte. La fijación con ayuda de anillos de cierre que se sitúan en el plano de conjugación de las piezas (fig. 167, *III*), debilita las clavijas y conduce a su flexión en vez del cizallamiento puro.

La estructura de la fig. 167, *IV* con fijación mediante anillos de cierre que se sitúan en los extremos de las clavijas es ventajosa desde el punto de vista tecnológico y da una resistencia mecánica

satisfactoria, pero es incómoda en la explotación: al desarmar la unión hay cada vez que quitar uno de los anillos. La más conveniente es la estructura con apriete del extremo embutido de la clavija mediante una tuerca (fig. 167, *V*) y con reborde en la clavija en el plano de conjugación (fig 167, *VI*).

Los tornillos prisioneros cilíndricos (fig. 168, *I* y *II*) permiten realizar la apretura de las piezas a unir. Por esto se diferencian ventajosamente de las clavijas posicionadoras de fuerza. Las uniones muy

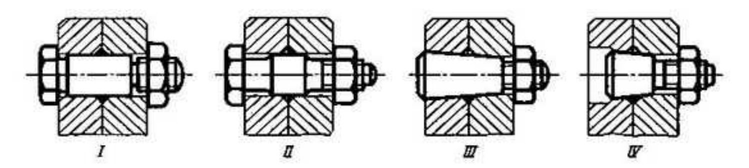


Fig. 168. Tornillos prisioneros

cargadas se pueden montar por completo con tornillos prisioneros. Pero corrientemente, con el fin de reducir el maquinado de precisión se colocan varios tornillos prisioneros alternativamente con los pernos de apriete. El número de tornillos prisioneros se determina calculando la resistencia mecánica.

Los sectores centradores de los tornillos prisioneros se colocan en los orificios con ajuste sin holgura, adherente o forzado. Para facilitar el desmontaje los topes de los extremos roscados de los tornillos

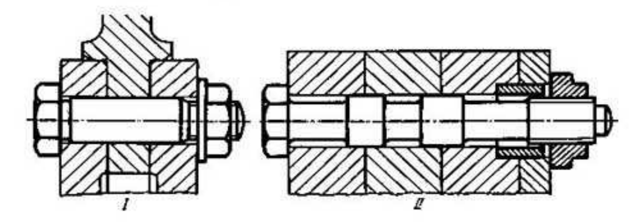


Fig. 169. Tornillos prisioneros para apretar varias piezas

prisioneros se producen esféricos (fig. 168, *I*) o con resalto (fig. 168, *II*), lo que permite sacar el tornillo del agujero a golpes sin deteriorar la rosca.

En la fig. 168, *III* y *IV* se muestran tornillos prisioneros cónicos. El apriete a cono permite realizar un ajuste muy exacto que se restablece espontáneamente durante cada montaje nuevo de la unión. Los tornillos cónicos no aseguran el apriete de las piezas a unir, por lo que se usan en combinación con tornillos de sujeción cilíndricos.

La conicidad de los sectores centradores de los tornillos constituye 1/3... 1/10. Los tornillos cónicos incluso cuando están bien apretados se sacan de los orificios a ligeros golpes de martillo. Como para los tornillos cilíndricos, es necesario tomar medidas para no deteriorar la rosca, atribuyendo a los topes de los tornillos la forma correspondiente.

En la fig. 169, *I* y *II* se dan ejemplos de cómo los tornillos prisioneros se usan para apretar varias piezas.

En la fig. 170, *I* a *XV* están presentadas las uniones con casquillos posicionadores combinados de modo constructivo con tornillos

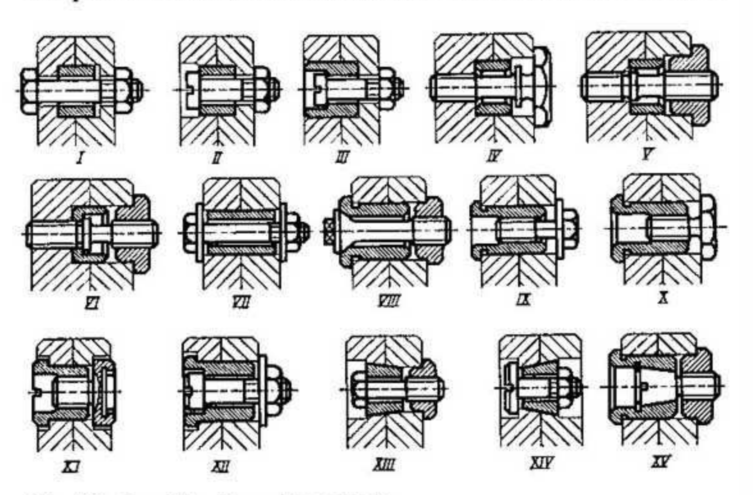


Fig. 170. Casquillos de posicionamiento

de apriete o espárragos. Las estructuras con agujeros pasantes para los casquillos (fig. 170, *VII* a *XII*) son más preferibles. En la fig. 170, *XIII* y *XIV* se exponen casquillos cónicos posicionadores. La estructura de la fig. 170, *XV* es intermedia. Aquí el tornillo cónico se apoya en el mandrinado cónico del casquillo; al apretar el tornillo el casquillo se dilata lo que asegura la apretura exacta por la superficie de ajuste del casquillo.

UNIONES CON ROSCA DIFERENCIAL

En algunos casos especiales se emplean tornillos y tuercas con rosca diferencial.

El tornillo con rosca diferencial (fig. 171) tiene dos sectores roscados. La rosca en ambos sectores tiene la misma dirección (a la derecha

o a la izquierda); el paso de la rosca en un sector s_1 es algo mayor que el paso de rosca en el otro, s_2. Con el primer sector roscado el tornillo se enrosca en una de las piezas a apretar y con el segundo, simultáneamente, en la otra pieza. Por una vuelta del tornillo las piezas que se aprietan se aproximan en una magnitud igual a la diferencia de los pasos $s_1 - s_2$. El desplazamiento sumario es igual a $n (s_1 - s_2)$, donde n es el número de vueltas del tornillo hasta el

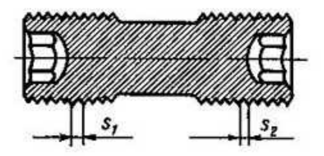


Fig. 171. Tornillo con rosca diferencial

apriete total. De este modo, el tornillo con rosca diferencial es equivalente a un perno con rosca de paso muy pequeño $s = s_1 - s_2$.

Las uniones realizadas mediante la rosca diferencial se caracterizan por las singularidades positivas siguientes:

1. Es posible efectuar el apriete con gran fuerza, siendo limitado el momento torsional.

2. Al desenroscar el tornillo las piezas apretadas se apartan una de otra forzosamente (el tornillo con rosca diferencial es por sí mismo un extractor).

3. Al enroscar y al desenroscar el tornillo es posible realizar desplazamientos muy pequeños de las piezas a apretar; de tal modo, la rosca diferencial permite llevar a cabo una regulación precisa de la posición axial de las piezas.

4. En el caso dado la superficie de apoyo para la cabeza, necesaria para los tornillos corrientes, no se necesita; su papel lo ejecuta el sector roscado.

La rosca diferencial permite obtener uniones con dimensiones radiales pequeñas, sobre todo, si los elementos para enroscar (hexágono, estrías, etc.), no salen fuera del tornillo. El montaje de las uniones con rosca diferencial tiene particularidades que es necesario tener en cuenta al diseñar la estructura de la unión.

Los tornillos con rosca diferencial se usan sólo como individuales; el apriete de varios tornillos con rosca diferencial situados de modo paralelo es extremamente dificultosa y se corre el peligro de que las piezas a apretar se alabeen y de que los tornillos se agarroten. Antes de pasar al montaje las piezas a unir deben colocarse a una distancia igual a la carrera total durante el apriete $n (s_1 - s_2)$.

En la fig. 172, *I* se presenta el caso del apriete de las piezas mediante un tornillo con rosca diferencial de igual diámetro en ambos sectores roscados. La posición del tornillo y de las piezas a apretar

al principio del apriete se muestra en la fig. 172, *II*. El tornillo se enrosca en la pieza en la que el paso de la rosca es menor s_2 casi hasta la salida total de la rosca hacia fuera (en la pieza quedan uno o dos hilos de la rosca) y giran hasta que casi entre en contacto con la rosca de la segunda pieza; la distancia a entre las piezas a unir debe ser en este caso igual a $n(s_1 - s_2)$. En el cuerpo de la segunda pieza debe preverse una cavidad para situar el extremo roscado del tornillo. La profundidad de la cavidad b tiene que ser algo mayor que $l - a$, donde l es la longitud del sector roscado del tornillo.

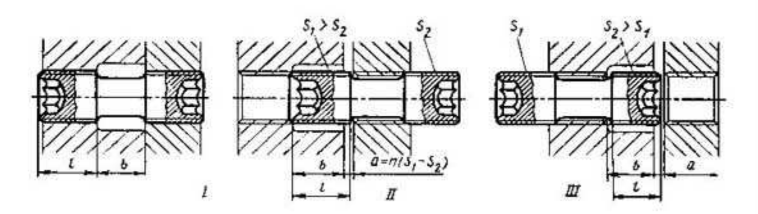


Fig. 172. Unión de piezas mediante un tornillo con rosca diferencial: *I* y *II*—posiciones después y antes del montaje; *III*—variante de montaje

El tornillo (fig. 172, *III*) antes de apretar las piezas se enrosca en la pieza con la cavidad (el paso s_2 es mayor que s_1).

El montaje se simplifica, si las roscas se hacen de diferente diámetro (fig. 173) de tal modo que el diámetro interior de la rosca mayor supere el diámetro exterior de la rosca menor. En este caso se elimina la necesidad de tener la indicada cavidad y hacer pasar el tornillo a través de la rosca de la pieza.

En la fig. 174, *I* se muestra el caso cuando con rosca diferencial se unen dos partes del cigüeñal con separación por el muñón de apoyo, fijando las partes del árbol mediante estrías de perfil triangular en los topes. La limitación de las dimensiones axiales obligó a situar el casquillo con la rosca diferencial en la cavidad interior del árbol.

La posición antes del montaje se muestra en la fig. 174, *II*. El casquillo se encuentra enroscado hasta el tope en la rosca de la mitad derecha del árbol. Al girar el casquillo por sus estrías interiores, este se enrosca en la rosca de la mitad izquierda del árbol, realizando el apriete. Cuando las roscas tienen igual diámetro en las piezas se prevén rebajos para situar el extremo roscado del casquillo antes de realizar el montaje.

Las uniones de dos piezas tubulares con ayuda de una tuerca con rosca diferencial de diámetros igual o diferente se exponen en las figs. 175 y 176, donde están indicadas las correlaciones que deben observarse en proceso del montaje.

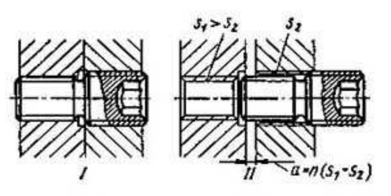


Fig. 173. Unión de piezas mediante un tornillo con rosca diferencial de diferente diámetro:

I y *II*—posiciones después y antes del montaje

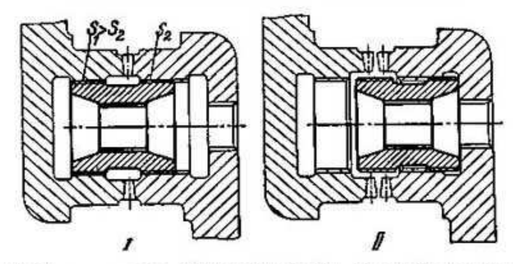


Fig. 174. Unión con rosca diferencial de las dos mitades de un cigüeñal:

I y *II*—posiciones después y antes del montaje

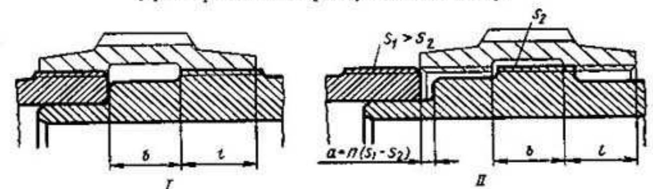


Fig. 175. Unión de piezas tubulares mediante una tuerca con rosca diferencial de igual diámetro:

I y *II*—posiciones después y antes del montaje

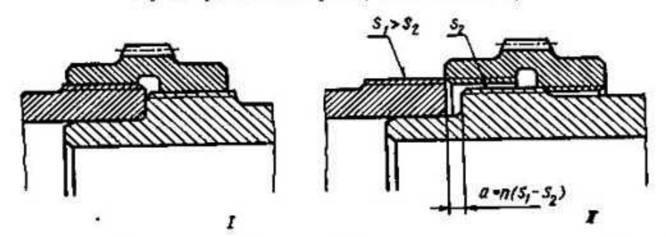


Fig. 176. Unión de piezas tubulares mediante una tuerca con rosca diferencial de diferente diámetro:

I y *II*—posiciones después y antes del montaje

En la fig. 177 se presenta el esquema del apriete de una pieza que se asienta en el árbol por medio de una tuerca con rosca diferencial. Este esquema se usa con frecuencia para apretar las piezas una de las cuales debe quitarse forzosamente en el proceso del montaje.

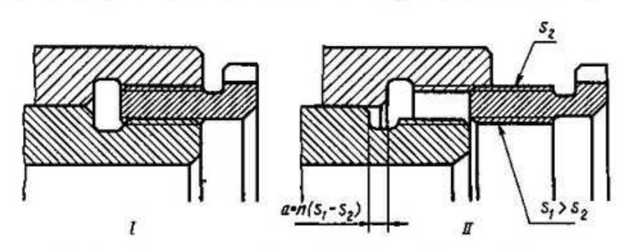


Fig. 177. Apriete de pieza asentada en el árbol mediante una tuerca con rosca diferencial

UNIONES CON ROSCAS DE DIRECCIONES OPUESTAS

Las piezas de sujeción con roscas de direcciones opuestas (a la izquierda y a la derecha) se usan relativamente poco, es decir, cuando se requiere que las piezas a unir se aproximen o se separen rápidamente, o la regulación axial de una respecto a otra.

La carrera por cada vuelta de la pieza de sujeción es igual al valor duplicado del paso de la rosca. La misma cantidad de veces

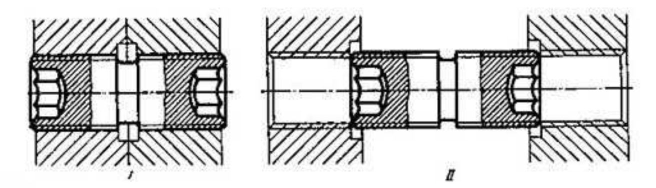


Fig. 178. Unión de piezas mediante un tornillo con roscas de direcciones opuestas:

I y *II*—posiciones después y antes del montaje

disminuye la fuerza de apriete de las piezas a unir (con el valor dado del momento torsional). Esta es la causa porque la unión con roscas de direcciones opuestas casi no se usa para el apriete de fuerza.

En las figs. 178, 179 y 180 se muestran los casos de uniones con roscas de direcciones opuestas.

Las roscas de direcciones opuestas se emplean con la mayor frecuencia en los manguitos tensores (*empalmes de doble rosca* o *acolladores*) que sirven para regular la tensión de cables, de sistemas de

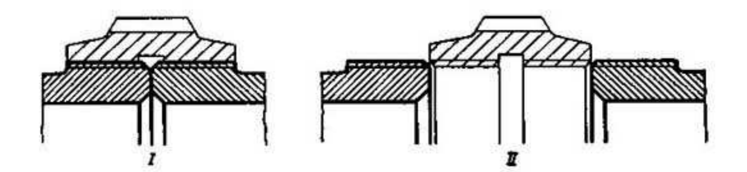


Fig. 179. Unión de piezas tubulares mediante una tuerca con roscas de direcciones opuestas:
I y *II*—posiciones después y antes del montaje

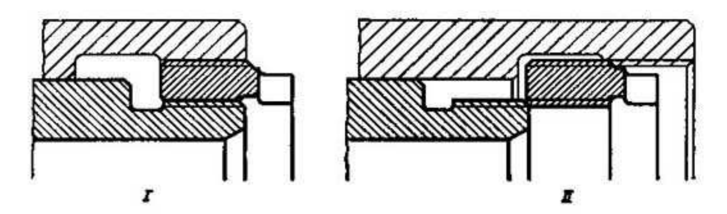


Fig. 180. Apriete de una pieza asentada en el árbol mediante una tuerca con roscas de direcciones opuestas:
I y *II*—posiciones después y antes del montaje

I II III IV V VI VII VIII

Fig. 181. Estructuras de empalmes de doble rosca

barras, etc., así como para regular la posición axial mutua de las piezas.

En la fig. 181 se exponen las estructuras de empalmes de doble rosca de aplicación general. En la estructura de la fig. 181, *I* el manguito es una pieza cilíndrica hueca que se hace girar mediante un espigón que se introduce en sus orificios transversales; en la estructura de la fig. 181, *II* al manguito se le ha atribuido la forma de un cuerpo de igual resistencia; para facilitar el enrosque el manguito lleva dos filas de orificios bajo un ángulo de 90° unos respecto a otros; en la estructura de la fig. 181, *III* el manguito se ha hecho de una barra de sección hexagonal; en la estructura de la fig. 181, *IV* el manguito tiene un hexágono acortado.

La estructura más propagada (fig. 181, *V*) es un manguito fabricado de una pieza forjada con orejeta que sirve para enroscar.

En la fig. 181, *VI* se muestra una estructura soldada compuesta de dos manguitos unidos mediante láminas encorvadas por el arco de una circunferencia; en la fig. 181, *VII* y *VIII* están representados empalmes de doble rosca de esquema invertido. El empalme es un vástago roscado con agujero o hexágono para la llave que se enrosca con las roscas derecha e izquierda en los casquillos de las piezas a unir. Los empalmes de doble rosca de este tipo se emplean rara vez, puesto que los límites de regulación en éstos, con las dimensiones axiales prefijadas, son menores que para las estructuras anteriores (según la longitud del elemento para enroscar).

SUPERFICIES DE APOYO PARA TUERCAS (CABEZAS DE TORNILLOS); ESPACIOS PARA LAS LLAVES

En la fig. 182 se muestran las correlaciones entre las dimensiones de las **superficies de apoyo para las tuercas (cabezas de tornillos)** que se colocan en cavidades (fig. 182, *I*), en resaltos (fig. 182, *II*, y en bridas (fig. 182, *III*) maquinadas por medio del avellanado, fresado o torneado.

Los valores numéricos obtenidos de estas correlaciones es necesario redondearlos hasta el número mayor próximo. Al profundizarse en el material (fig. 182, *I*) el valor D_1 es necesario redondearlo hasta el diámetro mayor próximo de la herramienta estandartizada.

Espacios para las llaves. Al diseñar conjuntos con uniones a rosca es necesario prever un espacio suficiente para manipular con la llave. Es deseable que las dimensiones del conjunto aseguren el movimiento de la llave al enroscar y desenroscar dentro de los límites no menores que 90°. En las figs. 183 a 189 se dan las distancias mínimas del centro de las tuercas (cabezas de tornillos) hasta los elementos más próximos de la estructura obtenidas a base del análisis estadístico de las dimensiones de los tipos más propagados de llaves.

Partiendo de las correlaciones dadas en las figs. 183 a 188 es posible recomendar la siguiente regla general que asegura una manipulación suficientemente libre de la llave de cualquier tipo: la distancia mínima del centro de tuerca (cabeza de tornillo) hasta la pared

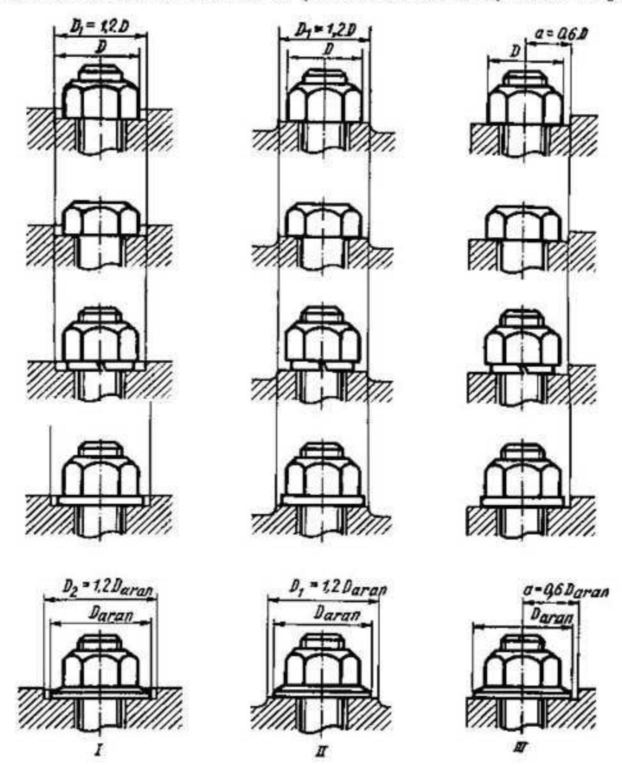


Fig. 182. Dimensiones de las superficies de apoyo para las tuercas y las cabezas de los pernos

más próxima debe ser igual al diámetro de la tuerca D; al enroscar con ayuda de una llave abierta en nichos (fig. 186) la distancia hasta las paredes laterales tiene que ser igual a 1,5 D.

Cuando una tuerca se enrosca en un alojamiento profundo (fig. 189) se puede recomendar que el diámetro mínimo del alojamiento sea $D' = 1{,}5\ D$, si se usa una llave tubular, y $D' = 1{,}8\ D$, si se emplea una llave maciza de cubo.

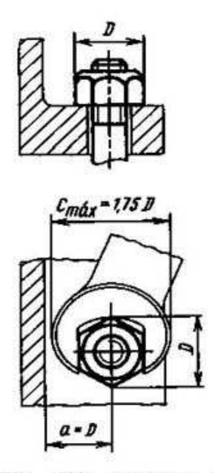


Fig. 183. Enrosque de una tuerca con la llave cuya amplitud de movimiento es de 180°

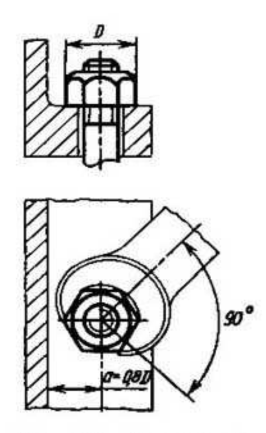


Fig. 184. Enrosque de una tuerca con la llave cuya amplitud de movimiento es de 90°

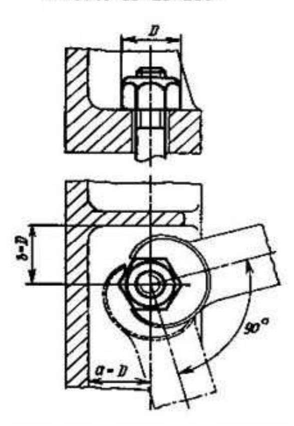


Fig. 185. Enrosque de una tuerca con la llave cuya amplitud es de 90°, cuando hay una pared que limita el movimiento

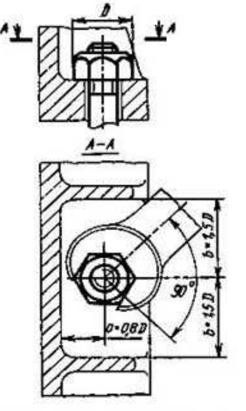


Fig. 186. Enrosque de una tuerca con la llave cuya amplitud es de 90°, cuando hay dos paredes que limitan el movimiento

Las correlaciones aducidas son válidas en los casos en que es posible despreciar las desviaciones del valor nominal de las dimensiones. Si las paredes limitadoras se encuentran más lejos de las bases tecnológicas es necesario tomar en consideración los desplazamientos posibles de las paredes.

Para las piezas fundidas en el caso general cuando la base A de las dimensiones de fundición, no coincide con la base A' de las dimensiones del maquinado

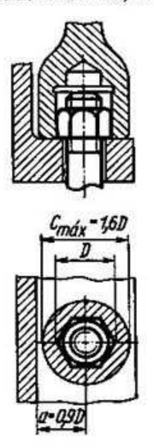


Fig. 187. Enrosque de una tuerca con una llave tubular maciza

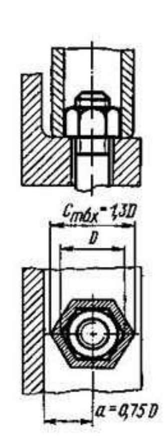


Fig. 188. Enrosque de una tuerca con una llave tubular de paredes finas

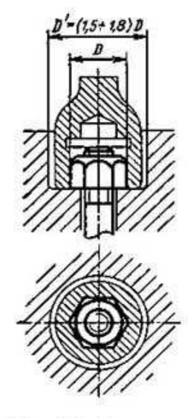


Fig. 189. Enrosque de una tuerca perdida mediante una llave tubular

(fig. 190), la distancia mínima real desde el centro de la tuerca hasta la pared no maquinada próxima puede ser

$$a = (L_1 - \Delta L_1) + (S - \Delta S) - (L_2 + \Delta L_2),$$

donde L_1 es la distancia entre el centro de la tuerca y la base de las dimensiones del maquinado; ΔL_1, es la tolerancia negativa para la dimensión L_1; L_2 es la distancia desde la pared hasta la base de las dimensiones de la fundición; ΔL_2 es la tolerancia positiva para la dimensión L_2; S es la distancia entre la base de las dimensiones de la fundición y la base de las dimensiones del maquinado; ΔS es la tolerancia negativa para la dimensión S.

En otra forma

$$a = (L_1 + S - L_2) - (\Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta S).$$

La dimensión a debe tener un valor mínimo completamente determinado partiendo de la manipulación libre con la llave. Sea $a_{mín} = D$, donde D es la dimensión exterior del hexágono de la tuerca (o de la cabeza del tornillo).

Entonces el valor nominal que se designa por las dimensiones del dibujo

$$a_{nom} = L_1 + S - L_2$$

debe ser igual a

$$a_{nom} = D + \Delta L_1 + \Delta L_2 + \Delta S.$$

Cuando la tuerca se enrosca en un alojamiento profundo con paredes no maquinadas (fig. 191), el diámetro mínimo real del alojamiento D' que se designa por las dimensiones del dibujo debe ser igual a

$$D' = D'_{\text{mín}} - \Delta D' - 2(\Delta L_{\text{maq}} + \Delta L_{\text{fund}}),$$

donde $D'_{\text{mín}}$ es el diámetro mínimo del alojamiento determinado por las dimensiones de la llave; $\Delta D'$ es el valor absoluto de la tolerancia negativa para el diámetro del alojamiento; $\Delta L_{\text{fund}} + \Delta L_{\text{maq}}$ es la distancia máxima entre los

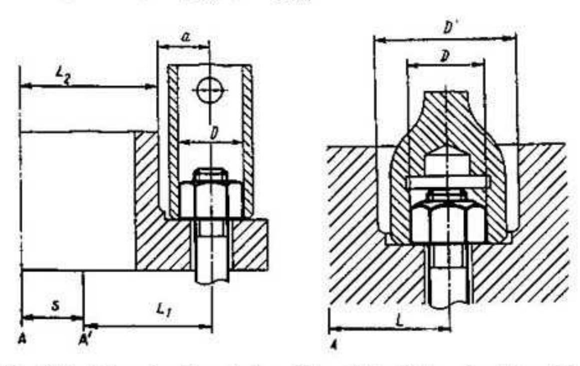


Fig. 190. Determinación de la distancia a

Fig. 191. Determinación del diámetro D' del alojamiento

centros de la tuerca y del alojamiento fundido que se determina por las tolerancias para la dimensión L desde la base A para la fundición y el maquinado.

Si se acepta (según todo lo expuesto anteriormente) que la dimensión mínima del diámetro del alojamiento $D_{\text{mín}} = (1,5 \ldots 1,8)\,D$, entonces el diámetro del alojamiento será

$$D' = (1,5 \ldots 1,8)\,D + \Delta D' + 2(\Delta L_{\text{maq}} + \Delta L_{\text{fund}}).$$

Las dimensiones dadas más arriba se refieren al enrosque realizado a mano. Los procedimientos modernos de enrosque con ayuda de giratuercas eléctricos, neumáticos, etc., requireren, como regla, el aumento de las dimensiones para enroscar. Al diseñar los conjuntos calculados para el montaje mecanizado las dimensiones para enroscar deben estar acordadas con las dimensiones de las cabezas de los giratuercas.

2. Empaquetadura de las uniones móviles

El área más vasta, en la que se emplean las empaquetaduras en la construcción de maquinaria para usos generales, es la hermetización de los árboles de entrada y de salida en máquinas y conjuntos. Las empaquetaduras por una parte previenen las fugas de aceite de los cuerpos de las máquinas y por otra parte, protegen las cavidades interiores de los cuerpos de los influjos exteriores (penetración de polvo, suciedad y humedad del exterior). Esto tiene especial importancia para las máquinas que trabajan al aire libre, en la proximidad de medios agresivos.

Sobre todo un papel de responsabilidad desempeñan las empaquetaduras en las máquinas y conjuntos con cavidades que contienen sustancias químicamente activas (construcción de maquinaria química) o productos alimenticios (construcción de maquinaria para la industria de productos alimenticios), etc. Una hermetización segura de estas cavidades es una condición importante de la capacidad de trabajo de las máquinas.

Otra esfera en la que se emplean las empaquetaduras es la hermetización de las cavidades en las máquinas que contienen gases y líquidos a altas presiones o con enrarecimiento. En las máquinas con rotores (en las turbinas de vapor y de gas, compresores centrífugos y axiales, etc.) es imprescindible la empaquetadura de los árboles y los rotores en rotación; en las máquinas alternativas necesitan empaquetadura las partes en movimiento de vaivén (émbolos, chupones, vástagos).

En búsqueda de soluciones fiables los diseñadores han elaborado un gran número de los más variados sistemas de empaquetadura. Más adelante se describen las estructuras tipo de empaquetaduras que se emplean en la construcción de maquinaria para usos generales. Estas estructuras forman también la base de soluciones especiales. Todos los sistemas de empaquetaduras pueden dividirse en dos clases: de contacto y sin contacto.

En el primer caso el empaque se logra mediante el contacto directo de las partes móvil e inmóvil de la empaquetadura. A estas

empaquetaduras se refieren los prensaestopas, manguitos o anillos de empaque, anillos seccionados de resorte, empaquetaduras de tope, etc.

En el segundo caso no existe contacto entre las partes de la empaquetadura. El efecto de estancamiento se logra con ayuda de las fuerzas centrífugas, los fenómenos hidrodinámicos, etc. A estas empaquetaduras se refieren las juntas de laberinto, roscas de retorno, discos deflectores, trampas de los tipos más diferentes, etc.

Las empaquetaduras de contacto aseguran una estanquicidad más alta de las uniones. Sus inconveniencias (limitación de las velocidades admisibles del movimiento relativo, desgaste y pérdida de las propiedades de empaque a medida del desgaste) se eliminan regulando la fuerza de apriete entre las superficies de contacto, eligiendo de modo racional los materiales para las superficies de rozamiento, compensando el desgaste con ayuda de dispositivos elásticos.

En los manuales frecuentemente se dan las cifras de las velocidades admisibles para diferentes tipos de empaquetaduras de contacto. Es dudoso que este modo de abordar el problema puede considerarse correcto. Las velocidades no peligrosas se determinan por las propiedades del líquido que se estanca, las condiciones de engrase, el valor de la presión de contacto, el material de las superficies de rozamiento, el montaje correcto y otros factores. Al combniar de modo racional estos factores se pueden ampliar considerablemente los límites del funcionamiento seguro de la empaquetadura.

Las empaquetaduras sin contacto no tienen limitaciones en las velocidades de movimiento relativo; tienen plazo de servicio ilimitado; sus propiedades de empaque son, en general, más bajas que las de las empaquetaduras de contacto; es posible obtener una hermetización completa sólo empleando dispositivos adicionales.

EMPAQUETADURAS DE CONTACTO

Prensaestopas

Los prensaestopas pertenecen al número de los sistemas de empaque que caen en desuso. Su fundamental inconveniente consiste en el desgaste elevado que se acompaña con la pérdida de las propiedades de empaque, y su inaptitud para soportar altas velocidades circunferenciales. A pesar de todo gracias a su sencillez y bajo coste los prensaestopas hasta hoy día se emplean en los conjuntos que no son de gran responsabilidad.

Un prensaestopas es una cavidad anular practicada alrededor del árbol y rellena de un material de empaquetadura. Para el empaque se usan telas de algodón, estopas, mechas cocidas en aceite, fieltro, asbesto y otros materiales semejantes con adición de polvos metálicos (plomo, babbit), grafito, bisulfuro de molibdeno y otras sustancias autolubricantes.

En la fig. 192 se representan las formas más simples de prensaestopas que se colocan directamente en las piezas básicas (fig. 192, *I* a *IV*) o en las piezas intermedias (fig. 192, *V* a *VIII*).

En la fig. 193, *I* se muestra la empaquetadura más simple de prensaestopas con ranura cónica (ángulo estandartizado del perfil de la ranura 15° ± 1°). A la ranura se le da la forma cónica suponiendo

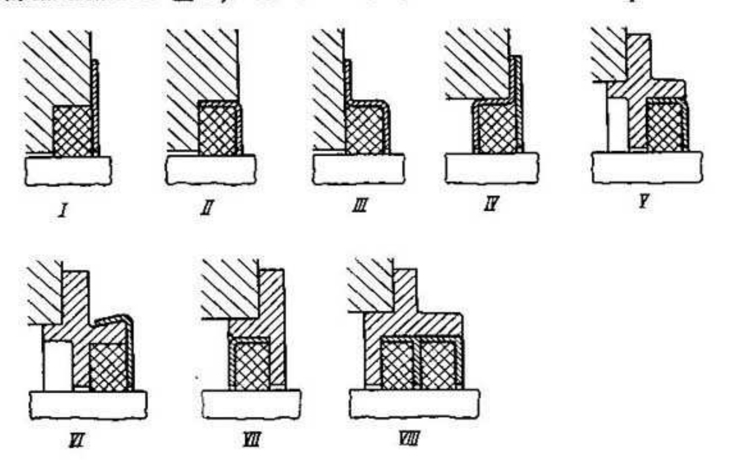


Fig. 192. Colocación de prensaestopas en ranuras cilíndricas

que la guarnición en forma, por ejemplo, de un anillo cilíndrico de fieltro, al ser colocado estrechamente en la ranura cónica, tiende a comprimirse, bajo la acción de su propia elasticidad, hacia el centro, abrazando el árbol.

La guarnición trabaja directamente en el árbol o en un casquillo intermedio; para aumentar la fiabilidad y elevar el plazo de servicio la superficie del árbol (o de casquillo) debe tener una dureza no inferior a *HRC* 45 y la rugosidad no mayor que $Ra = 0{,}32 \dots 065\mu$. El esquema inverso en el que la guarnición trabaja en el cuerpo (fig. 193, *II*) se usa rara vez a consecuencia del aumento de la velocidad circunferencial de deslizamiento que surge debido a esta estructura.

Para aumentar la fiabilidad de la guarnición se utilizan prensaestopas dobles que se sitúan uno tras otro (fig. 193, *III*) o, si las dimensiones axiales están limitadas, uno sobre el otro (fig. 193, *IV*). Para compensar el desgaste del material durante la explotación, se realiza el apriete de la guarnición (fig. 193, *V* y *VI*).

La longevidad y la fiabilidad del prensaestopas crecen bruscamente al engrasarlo (aunque sea en cantidad insignificante), puesto que con el engrase disminuyen el coeficiente de frotamiento, el

desprendimiento de calor y aumenta la estanquicidad. En la estructura mostrada en la fig. 193, *VI* el engrase se suministra desde la ca-

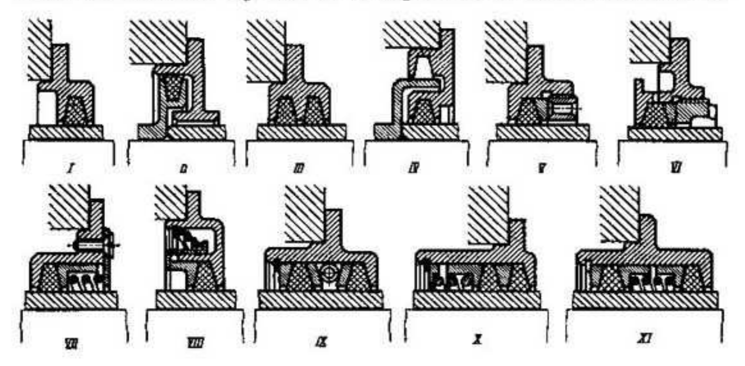


Fig. 193. Colocación de prensaestopas en ranuras cónicas

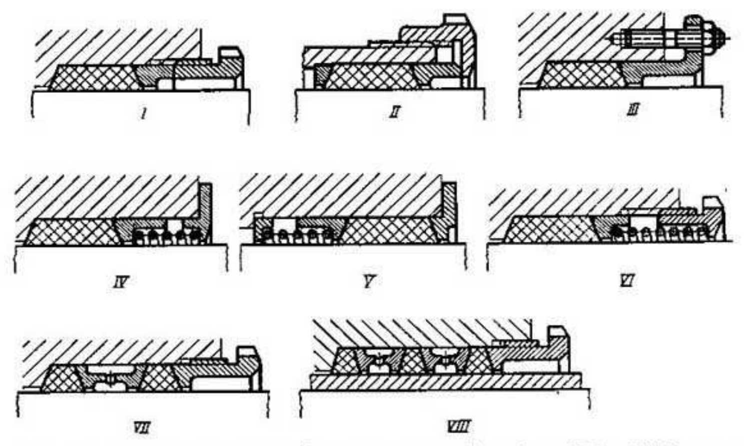


Fig. 194. Prensaestopas para altas presiones (en las vistas *VII* y *VIII* no se muestran los agujeros para la evacuación del líquido)

vidad que se hermetiza a través de los agujeros radiales en el cuerpo del prensaestopas.

El apriete adicional periódico es sumamente indeseable puesto que requiere una atención permanente del personal de servicio.

Además, en caso del trato inexperto es posible sobreapretar el prensaestopas lo que conduce al recalentamiento y deterioro de la empaquetadura.

Las estructuras con apriete automático por medio de un muelle son más perfectas (fig. 193, *VII* y *VIII*).

La fig. 193, *IX* a *XI* ofrece las estructuras de prensaestopas dobles con apriete mediante muelles.

Para estancar líquidos, vapores y gases a alta presión, se usan prensaestopas con longitud aumentada de la guarnición y con apriete

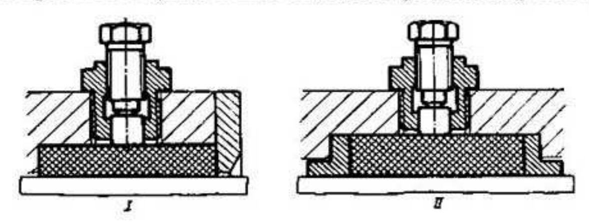


Fig. 195. Empaquetaduras hidroplásticas

de ésta por medio de una tuerca interior (fig. 194, *I*) o exterior (fig. 194, *II*), un casquillo de empaquetadura (fig. 194, *III*) o unos muelles (fig. 194, *IV* a *VI*).

Cuando es necesario eliminar por completo las fugas del líquido por la empaquetadura se usan prensaestopas dobles (fig. 194, *VII*) o de hileras múltiples (fig. 194, *VIII*) con casquillos espaciadores intermedios entre las guarniciones y evacuación del líquido que se infiltra a través de las primeras quarniciones (desde la parte de presión).

Empaquetaduras hidroplásticas

Con frecuencia se emplean prensaestopas con elementos de compactación en forma de un casquillo fabricado de termoplásticos, por ejemplo, del policloruro de vinilo. El casquillo hidroplástico se ubica dentro de un espacio anular cerrado en el cuerpo (fig. 195, *I*). La holgura entre el árbol y el agujero se hace mínima. El elemento de empaquetadura se aprieta contra el árbol con un tornillo que actúa sobre el hidroplástico a través de un chupón esmerilado; la presión del chupón que se transmite a toda la masa del hidroplástico, obliga a que el casquillo abrace estrechamente el árbol.

Para evitar que el hidroplástico sea expulsado por la holgura entre el árbol y el cuerpo, en los topes de la ranura anular del cuerpo se colocan anillos fabricados de metal antifricción con ajuste corredizo respecto al árbol (fig. 195, *II*). A los anillos se les da cierta libertad de desplazamiento radial para que las superficies de deslizamiento no se desgasten debido a la descentración del árbol.

Empaquetadura con manguito de empaque

El manguito es un anillo con cuello producido de un material blando y elástico que abarca el árbol. Bajo la acción de la presión en la cavidad que se estanca, el cuello del manguito abraza estrechamente el árbol con una fuerza proporcional a la presión (fig. 196, *I*).

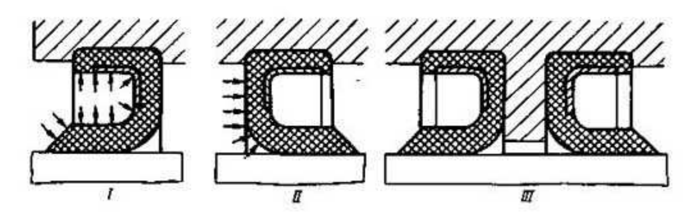


Fig. 196. Esquema de la acción de un manguito de empaque

Para asegurar un huelgo negativo constante el cuello se aprieta contra el árbol mediante un muelle anular (en la fig. 196 no se muestra).

El manguito tiene que situarse con su cuello al encuentro de la presión que se estanca; si la disposición es inversa (fig. 196, *II*) la presión aparta el cuello del árbol. Si es necesario realizar la empaquetadura bilateral se colocan dos manguitos con cuellos orientados en direcciones opuestas (fig. 196, *III*). La parte exterior del manguito se fija estrechamente en el cuerpo.

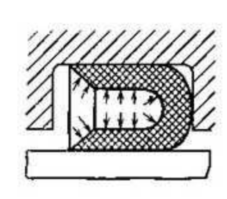


Fig. 197. Manguito con dos cuellos

En una serie de casos el manguito de empaque lleva dos cuellos uno de los cuales estanca el árbol y el otro desempeña el mismo papel respecto al cuerpo (fig. 197), en virtud del mismo efecto de manguito.

Las formas posibles de los manguitos de empaque se exponen en la fig. 198, *I* a *XII*.

Antes los manguitos se fabricaban de las mejores especies de piel de toro (cuero de crupón), ablandándola al vapor y prensándola para darle la forma conveniente. En la fig. 199 se muestran los procedimientos empleados para la instalación de los manguitos de cuero.

La fig. 200 muestra ejemplos de empleo de los manguitos de empaque en empaquetaduras de superficies laterales.

En la fig. 201 se expone la colocación de los manguitos en hileras múltiples en las empaquetaduras para altas presiones (de líquidos, vapores y gases).

Con la mayor frecuencia los manguitos se producen de plásticos del tipo de policloruros de vinilo y de fluorocarburos que superan

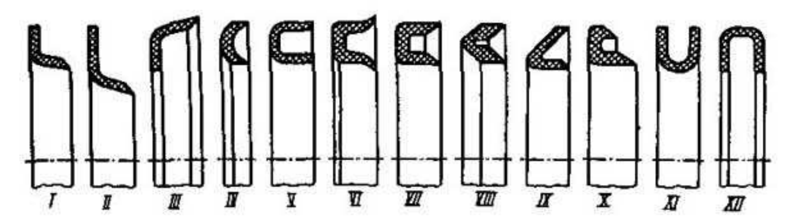


Fig. 198. Formas de los manguitos de empaque

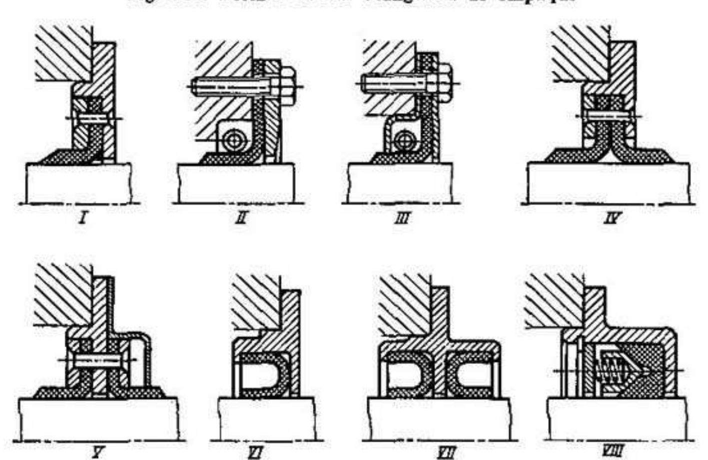


Fig. 199. Procedimientos usados para colocar manguitos de empaque de cuero: *I, VI*—unilaterales; *II* y *III*—unilaterales con cuellos apretados mediante muelles; *IV*, *V* y *VII*—bilaterales; *VIII*—unilaterales con empuje separador de los cuellos mediante un muelle

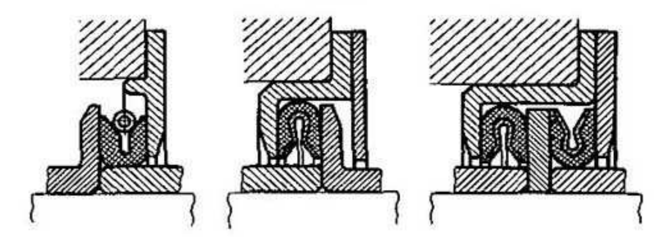


Fig. 200. Ejemplos de empleo de los manguitos de empaque en las empaquetaduras frontales

al cuero por su elasticidad y resistencia al desgaste. Los manguitos de policloruro de vinilo soportan temperaturas hasta de 80°C. Los manguitos de fluorocarburos pueden trabajar a temperaturas hasta de 300°C.

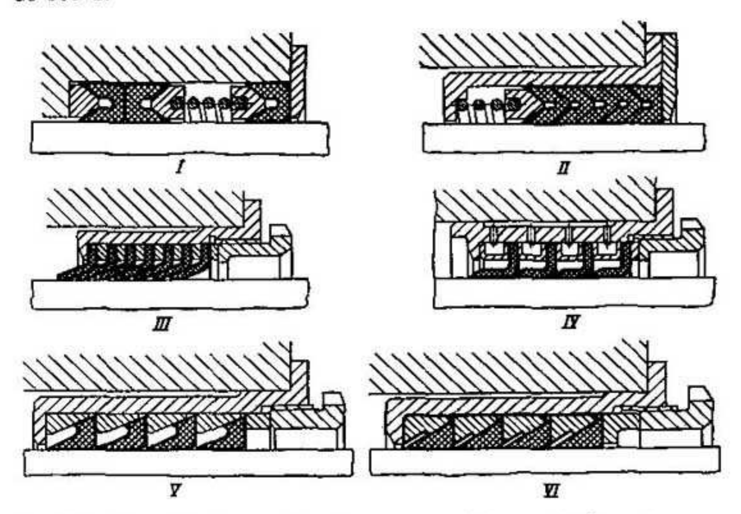


Fig. 201. Colocación de manguitos de empaque en hileras múltiples en las empaquetaduras para presiones altas:

I y *II*—manguitos con dos cuellos apretados con muelle; *III*—con arandelas intermedias; *IV*—con anillos intermedios y evacuación del líquido de las cavidades intermedias (los agujeros para la evacuación del líquido no se muestran); *V* y *VI*—con apriete mediante anillos cónicos

Manguitos de empaque armados para árboles

En la construcción de maquinaria se emplean ampliamente los manguitos de empaque armados para árboles. Estas empaquetaduras son una estructura independiente que se coloca como un conjunto íntegro en el cuerpo; el manguito se fabrica de materiales sintéticos lo que permite darle cualquier forma; el cuello del manguito se aprieta sobre el árbol mediante un muelle espiral cilíndrico (en forma de brazalete) con esfuerzo estríctamente reglamentado.

En la fig. 202 se muestran diferentes tipos de manguitos (los primeros se refieren a las estructuras más tempraneras).

Las estructuras de la fig. 202, *I* a *VIII* con el manguito en una caja de acero chapado (a veces de montaje muy complicado) casi cayeron en desuso. Su inconveniencia fundamental es que el ajuste hermético de la empaquetadura en el cuerpo es complicado. Con la precisión de las dimensiones que se logra mediante el estampado,

es difícil asegurar un ajuste sin holgura de la caja en el cuerpo, por lo que surge la necesidad de usar grasas de empaque.

En las estructuras modernas el gollete de ajuste de la empaquetadura se produce de una pieza con el manguito (fig. 202, *IX* y siguientes).

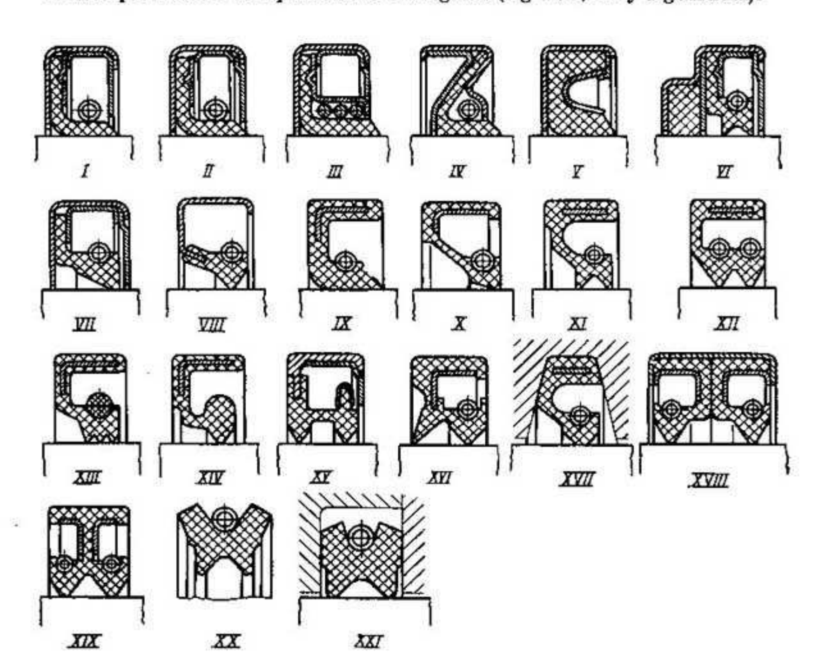


Fig. 202. Manguitos de empaque de goma armados para árboles

Gracias a la elasticidad del material en el caso dado se logra fácilmente la empaquetadura en el cuerpo incluso cuando hay considerables oscilaciones de las dimensiones de ajuste. La rigidez radial necesaria se le atribuye al introducir en el cuerpo del manguito anillos de armadura fabricados de acero chapado.

Los manguitos se producen con una lengüeta de empaque (fig. 202, *X*, fig. 203, *I* y *II*), con dos (fig. 202, *XI* y *XII*) y con mayor número de lengüetas (fig. 202, *XIII*). En la estructura de la fig. 202, *XIII* el muelle en forma de brazalete está sustituido por un anillo de material sintético elástico. En la estructura de la fig. 202, *XIV* un pliegue anular cerca de la lengüeta le atribuye la elasticidad necesaria y en la estructura de la fig. 202, *XV*, el mismo papel lo efectúa

un nervio circular alrededor de la lengüeta (para darle estabilidad el nervio se introduce en un collar estampado).

En la fig. 202, *XVI* se muestra la estructura racional de un manguito con dos lengüetas; una (apretada con el muelle) empaqueta el árbol y la otra, impide la penetración de la suciedad del exterior a la empaquetadura. En la fig. 202, *XVII* se presenta la estructura de un manguito para el montaje radial y en la fig. 202, *XVIII* y *XIX* se dan las estructuras de manguitos dobles. Una estructura singular de un manguito con dos lengüetas se expone en la fig. 202,

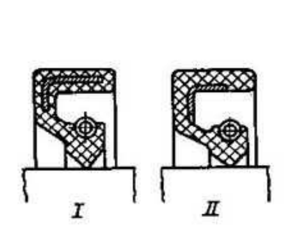


Fig. 203. Estructuras de los manguitos de empaque armados (GOST 8752—70)

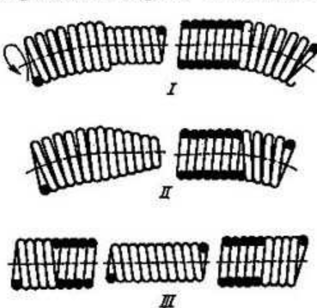


Fig. 204. Procedimientos para unir los extremos de los muelles en forma de brazalete

XX y *XXI*. En estado libre el manguito tiene la forma que se ve en la fig. 202, *XX*. Al colocarlo en el cuerpo (fig. 202, *XXI*) las lengüetas de empaque se apartan creando apretura en la superficie del árbol; este huelgo negativo se mantiene mediante un muelle en forma de brazalete.

Los manguitos de empaque se fabrican por medio del prensado o moldeado (atribuyendo a los elementos metálicos interiores la forma correspondiente a presión) de plásticos y goma elásticos, resistentes al desgaste, al aceite y los productos químicos. Los muelles en forma de brazalete se fabrican de alambre para muelles de 0,2 a 0,5 mm de diámetro, se someten a temple y revenido medio, se protegen mediante el cadmiado, el cincado o se fabrican de bronce.

Los procedimientos usados para unir los extremos de los muelles se exponen en la fig. 204. En la estructura de la fig. 204, *I* uno de los extremos del muelle tiene enrollamiento escalonado. Al unir el extremo escalonado (previamente enrollado en dirección opuesta al sentido de las espiras) se enrosca en las espiras del otro extremo.

En la estructura de la fig. 204, *II* la cola del muelle tiene forma cónica que facilita el enrosque; en la estructura de la fig. 204,

III la unión de los extremos se realiza con ayuda de un injerto roscado independiente.

Los procedimientos empleados para colocar los manguitos de empaque en los cuerpos se muestran en la fig. 205. En el procedimiento de la fig. 205, *I* la unión con el cuerpo se logra a costa de la compresión radial elástica del manguito, al introducirlo en el cuerpo; sin embargo, la unión de este tipo no es segura. En la

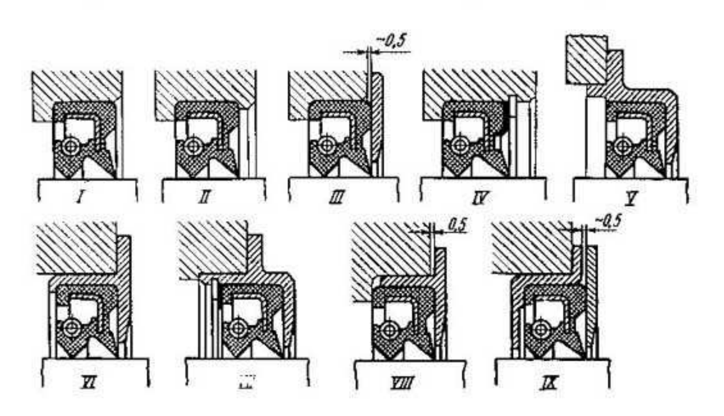


Fig. 205. Procedimientos para colocar los manguitos de empaque

estructura de la fig. 205, *II* la empaquetadura previamente comprimida, se introduce en el rebajo abierto en el cuerpo; la altura del reborde en la entrada del rebajo no debe superar el valor admisible de la compresión elástica del manguito.

En la fig. 205, *III* se presenta un método más correcto de instalación: el manguito se fija en dirección axial mediante una arandela atornillada. Para evitar el giro del manguito en el cuerpo y asegurar la estanquicidad, el manguito se encaja con una pequeña holgura negativa axial (del orden de 0,5 mm). En la fig. 205, *IV* se muestra una colocación análoga con cierre de la unión en dirección axial por medio de una arandela de configuración complicada y un anillo de muelle. En la fig. 205, *V* a *IX* se exponen los procedimientos aplicados para poner los manguitos en cuerpos intermedios.

Al colocar los manguitos con cuello flexible, que sufren la acción de presión elevada, es necesario prevenir la posibilidad de que el cuello del manguito se vuelva del revés a causa de la presión. En estos casos se recomienda instalar un disco de apoyo cuyo perfil corresponda al del manguito (fig. 206).

Las superficies por las cuales trabajan los manguitos, tienen que poseer una dureza no inferior de *HRC* 45 y una rugosidad no mayor que $Ra = 0{,}16 \ldots 0{,}32\mu$.

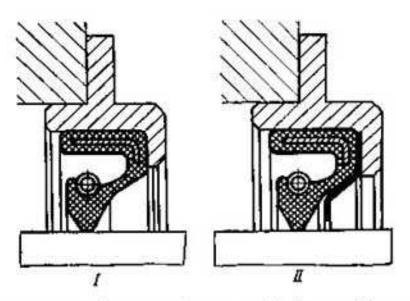


Fig. 206. Colocación de manguitos cuando la presión es elevada:
I—incorrecta; *II*—correcta (el manguito está asegurado contra su desplazamiento afuera mediante un disco limitador)

En la fig. 207, *I* a *III* se muestran tres casos de instalación de los manguitos de empaque. En los casos segundo y tercero es necesario excluir la posibilidad de que el aceite se infiltre a través de

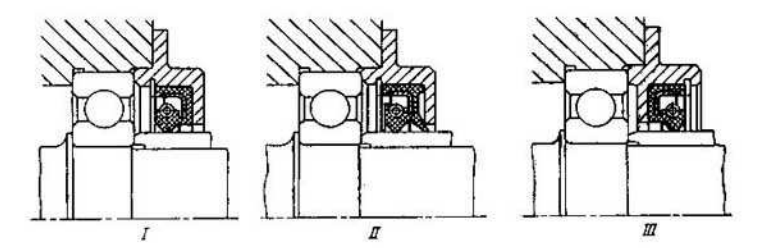


Fig. 207. Casos principales cuando se colocan manguitos de empaque:
I—sobre el árbol; *II*—sobre el casquillo intermedio; *III*—sobre el cubo de la pieza asentada

la holgura entre el árbol y el casquillo (o el cubo de la pieza asentada). Esto se logra mediante el maquinado de los topes *a* hasta la rugosidad $Ra = 0{,}63 \ldots 1{,}25\mu$ y el cumplimiento de una rigurosa perpendicularidad de los topes respecto al eje del agujero. Para asegurar una estanquicidad completa se recomienda cubrir los topes con grasas hermetizantes o colocar entre los topes arandelas de empaquetaduras.

En los árboles en que se ponen los manguitos de empaque durante el montaje, deben preverse chaflanes de entrada (fig. 208, *II*).

Esto elimina la necesidad de usar dispositivos especiales de montaje, por ejemplo, el casquillo de montaje (fig. 208, *III*).

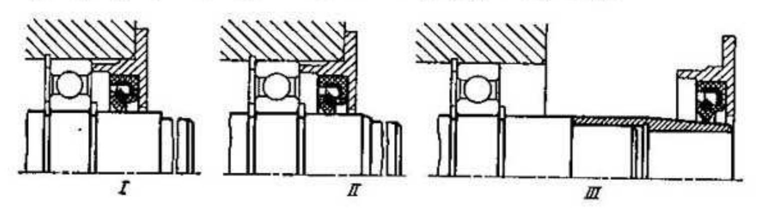


Fig. 208. Montaje de los manguitos de empaque:
I—dificultoso; *II*—facilitado por el chaflán de entrada en el árbol; *III*—dispositivo para montar los manguitos sobre los árboles escalonados

Cuando el manguito trabaja por el casquillo intermedio o el cubo de la pieza asentada (véase la fig. 207, *II* y *III*), los casqui-

Fig. 209. Ejemplos de instalación de los manguitos de empaque:
I, *II* y *IV*—cuando en el cuerpo hay presión elevada; *III*—cuando en el cuerpo hay vacío; *V* y *VI*—colocación bilateral

llos y los cubos deben tener obligatoriamente los chaflanes de entrada, puesto que en el caso dado no es posible usar el procedimiento de montaje de la fig. 208, *III*.

En la fig. 209 se dan ejemplos de cómo se colocan las empaquetaduras con manguito de empaque en los conjuntos con cojinetes de bolas.

Empaquetadura mediante anillos seccionados de resorte

La empaquetadura que se obtiene con ayuda de anillos seccionados de resorte (fig. 210) es segura, puede mantener grandes diferencias de presiones y, si los materiales se eligen correctamente, es duradera.

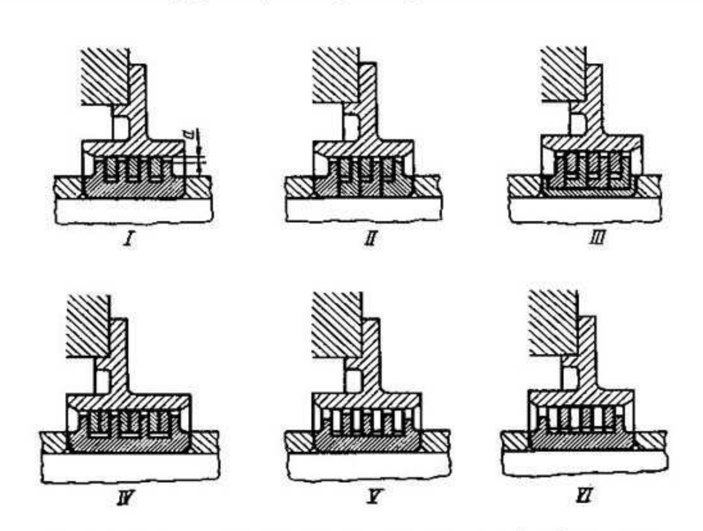


Fig. 210. Empaquetaduras con anillos seccionados de resorte

Los anillos de resorte se fabrican de acero templado, de fundición perlítica, de bronce forjado y se colocan en un cuerpo de acero que se somete a tratamiento térmico hasta una dureza de *HRC* 40 ... 45. El casquillo exterior de la empaquetadura se produce de acero templado, cemento o nitrurado. Los anillos se asientan en las ranuras del cuerpo con holgura axial 0,005 ... 0,020 mm. La luz *a* (fig. 210, *I*) entre la superficie exterior del cuerpo y el orificio del casquillo se hace igual a 0,5 ... 1 mm.

El anillo se coloca con una pequeña apertura respecto al casquillo. Durante el trabajo los anillos permanecen inmóviles en el casquillo o patinan ligeramente. Bajo la acción de la diferencia de presiones los anillos se presionan con sus topes contra las pare-

des de las ranuras del cuerpo. Generalmente se instalan dos o tres anillos; cuando la diferencia de presiones es elevada el número de anillos aumenta hasta cinco o seis.

En las empaquetaduras de anillos múltiples, que trabajan a altas diferencias de presiones, el más cargado es el primer anillo, el más próximo a la cavidad que se estanca; al pasar cierto tiempo en la superficie de tope de estos anillos se forma un desgaste

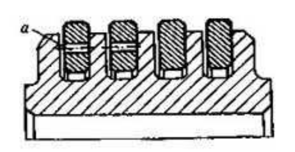


Fig. 211. Orificios de descarga en los anillos de resorte

Fig. 212. Cierres de los anillos

escalonado que es resultado de la presión sufrida por el anillo contra la pared de la ranura.

Para distribuir uniformemente la carga entre todos los anillos, así como para suministrar el aceite hacia las superficies de rozamiento (al estancar cavidades que contienen aceite) en el primer anillo (y, a veces, en varios anillos delanteros) se practican orificios de descarga *a* (fig. 211).

El diámetro exterior de los anillos en estado libre d_0 se hace de tal modo que el anillo entre en el casquillo con un pequeño huelgo negativo $d_0 = (1,02 \dots 1,03)\ d$, donde d es diámetro del agujero de casquillo.

Los cierres de los anillos se hacen generalmente rectos (fig. 212, *I*). En los anillos de gran diámetro los cierres se hacen oblicuos (fig. 212, *II*) bajo un ángulo de 45°. El ancho de la ranura s en estado libre se elige partiendo de que, después de introducir el anillo en el casquillo, en el cierre quede una holgura de 0,3 ... 0,5 mm. Teniendo en cuenta la fórmula para d_0 escribiremos

$$s = (0,3 \dots 0,5) + \pi(0,02 \dots 0,03)\ d \approx 0,5 + 0,08\ d.$$

En las empaquetaduras que trabajan a temperaturas elevadas la holgura debe aumentarse en el valor del alargamiento térmico del anillo.

Para introducir sin dificultad los anillos en las ranuras es necesario seguir la regla conocida de la teoría de los anillos seccionados de resorte: la relación b/d (fig. 213) no debe ser mayor que 0,05. Para los anillos del acero templado de calidad esta relación puede aumentarse hasta 0,1. Si la relación b/d supera 0,1, entonces se usan cuerpos constituidos de juegos de discos (véase fig. 210, *II*). Para realizar el montaje de forma cómoda los discos, después de

colocar los anillos, se fijan en un casquillo de acero blando, rebordeando sus bordes (véase fig. 210, *III*). La relación entre la altura de los anillos h y su anchura b es normalmente igual a 0,5 ...0,7.

A veces los anillos se colocan a pares en las ranuras (véase fig. 210, *IV*) o los anillos se montan en el cuerpo en fila (véase fig. 210, *V* y *VI*).

Para facilitar la introducción de los anillos en los casquillos durante el montaje, éstos se dotan de chaflanes de entrada. Para

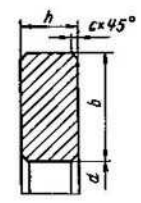


Fig. 213. Determinación de las dimensiones de un anillo seccionado de resorte

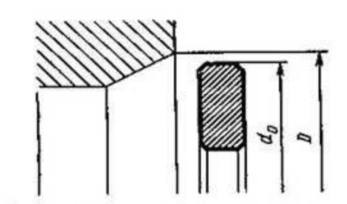


Fig. 214. Determinación de las dimensiones de los chaflanes para introducir los anillos seccionados de resorte

evitar el empleo de dispositivos especiales de montaje se recomiendan hacer el diámetro del chaflán D no menor que el diámetro exterior d_0 del anillo en estado libre (fig. 214).

Empaquetadura con arandelas de goma

Las empaquetaduras realizadas mediante arandelas de goma que se introducen en las ranuras del árbol o del casquillo intermedio, tienen aplicación limitada.

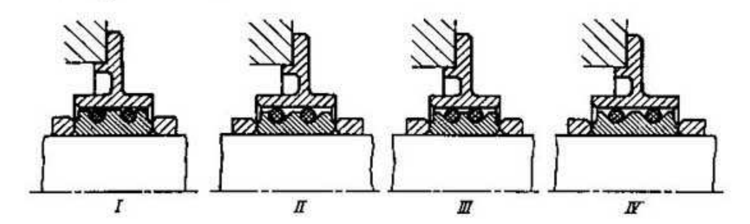


Fig. 215. Empaquetaduras con arandelas de goma

En la estructura de la fig. 215, *I* la empaquetadura se obtiene al crear huelgo negativo entre la superficie exterior de las aran-

delas y el casquillo. En la estructura de la fig. 215, *II* se emplea el efecto de manguito de empaque. Los anillos se sitúan en ranuras que tienen biseles. Bajo acción de la presión en la cavidad que se estanca, las arandelas, al ascender por los biseles, se aprietan con su superficie exterior contra el casquillo. Es una empaquetadura de acción unilateral. Cuando es necesario realizar la empaquetadura bilateral las arandelas se colocan en ranuras en las que

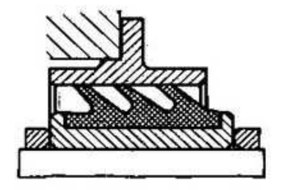


Fig. 216. Empaquetadura mediante una arandela de goma con empleo del efecto centrífugo

la inclinación de los fondos se alterna (fig. 215, *III*) o se emplean ranuras con biseles por ambos lados (fig. 215, *IV*).

La fig. 216 representa una empaquetadura donde se usa el efecto centrífugo: la arandela de goma tiene varias lengüetas inclinadas las que, bajo la acción de la fuerza centrífuga se aprietan contra la camisa, creando una presión que es proporcional al cuadrado de la frecuencia de rotación. Las arandelas se fabrican de tipos blandos de goma sintética resistente al aceite y al calor.

Las inconveniencias de las empaquetaduras con arandelas de goma son: su funcionamiento inseguro, desgaste rápido de la goma en el proceso de explotación, indeterminación de las fuerzas que actúan en las arandelas.

Las arandelas de goma se usan con mayor frecuencia en instalaciones en las que el árbol tiene movimiento de vaivén.

EMPAQUETADURAS SIN CONTACTO

Empaquetaduras de rendija. La clase más simple de empaquetadura sin contacto es una rendija anular entre el árbol y el cuerpo (fig. 217). La rendija anular tiene una capacidad de empaque que es directamente proporcional a su longitud e inversamente proporcional a la magnitud de holgura. Con longitudes de la rendija y magnitudes de holgura prácticamente realizables esta empaquetadura es poco eficaz. Para aumentar la longitud de la rendija, con requisitos rígidos a las dimensiones, a veces se usa una empaquetadura en forma de una rendija de dos pisos (fig. 218).

La eficacia de la empaquetadura en forma de rendija se aumenta con ayuda de ranuras anulares que pueden practicarse en el ár-

bol (fig. 219, *I*), en el casquillo (fig. 219, *II*) o simultáneamente en uno y en otro (fig. 219, *III*). Este tipo de empaquetadura

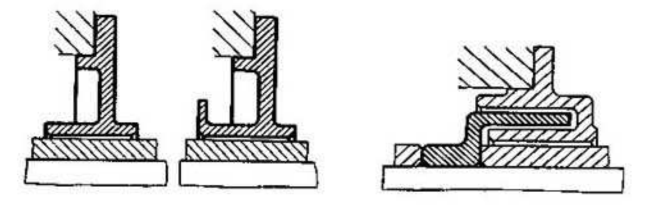


Fig. 217. Empaquetaduras de rendija

Fig. 218. Empaquetadura de rendija de dos pisos

frecuentemente se llama «de laberinto», aunque según su principio de acción no tiene nada que ver con la empaquetadura de laberin-

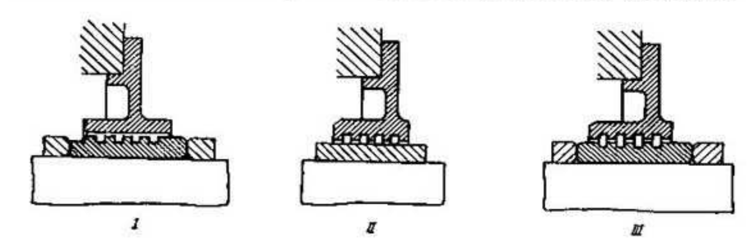


Fig. 219. Empaquetaduras «de laberinto»

to. En el caso dado el destino de las ranuras consiste en crear en el árbol unas lengüetas que expulsen el aceite bajo la acción de

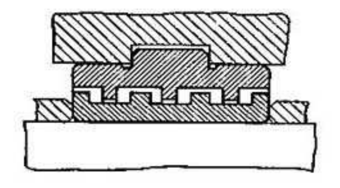


Fig. 220. Empaquetadura «de laberinto» para el montaje radial

la fuerza centrífuga al espacio anular entre el árbol y el casquillo. Si las ranuras se sitúan en el casquillo es obligatorio realizar la evacuación del aceite desde las ranuras en su punto inferior.

En la fig. 220 se muestra una variedad de empaquetadura en la que las lengüetas del árbol entran en las ranuras del casquillo. Esta estructura es aplicable sólo para el montaje radial.

Las empaquetaduras con roscas de retorno (fig. 221, *I* a *III*) se usan para estancar cavidades que contienen líquidos. En el árbol o el casquillo (o en los dos simultáneamente) se práctica una

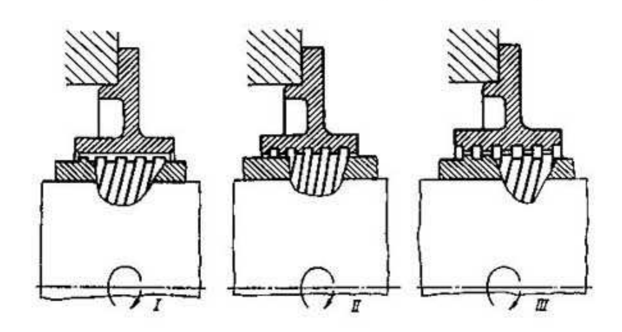


Fig. 221. Empaquetadura con rosca de retorno

rosca (generalmente la rosca múltiple). La dirección de la rosca debe concordarse con el sentido de rotación del árbol de tal modo que sus espiras retornen el líquido que se estanca, por ejemplo, el aceite, al cuerpo. Esta empaquetadura no es reversible;

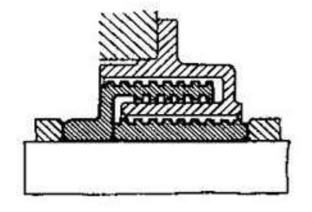


Fig. 222. Empaquetadura de pisos múltiples con rosca de retorno

al cambiar el sentido de rotación las espiras enviarán el líquido en dirección contraria, desde el cuerpo.

En la fig. 222 se expone una empaquetadura de pisos múltiples con rosca de retorno. En la fig. 223 se muestran los perfiles de las roscas que se emplean en las empaquetaduras de retorno. La rosca de retorno tiene una capacidad de empaque que es directamente proporcional a la longitud del sector roscado, a la velocidad con

que gira el árbol, a la viscosidad del líquido que se estanca e inversamente proporcional a la altura de la rosca y depende mucho de la holgura existente entre las lengüetas de las espiras y las paredes del orificio. La empaquetadura trabaja satisfactoriamente si la holgura radial no supera 0,05 ... 0,06 mm. Cuando la holgura supera 0,1 mm la empaquetadura resulta inútil.

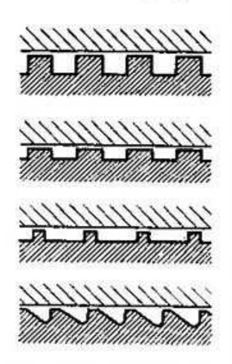


Fig. 223. Perfiles de las roscas de retorno

Da los mejores resultados la rosca triangular de paso pequeño (altura de las espiras 0,5 ... 0,7 mm) a condición de que la rosca esté esmerilada hasta una dimensión que asegure una holgura pequeña en la unión. La rosca de perfil rectangular tiene capacidad de empaque aproximadamente dos veces menor. La rosca trapezoidal ocupa una posición intermedia. El ángulo óptimo de inclinación de las espiras de la rosca de perfil triangular es de 5 a 10° y del rectangular, de 3 a 5°.

Para aumentar la eficacia de la empaquetadura con rosca es conveniente cerrar la ranura helicoidal en la rosca con un sector cilíndrico liso tras las últimas espiras (contando a partir del cuerpo) (fig. 224).

A veces la rosca se sustituye con un muelle cilíndrico con espiras de perfil redondo o rectangular; el muelle se coloca directamente en el árbol o en un casquillo liso (fig. 225, *I* y *II*) o en un cuerpo intermedio con ranuras helicoidales (fig. 225, *III* y *IV*).

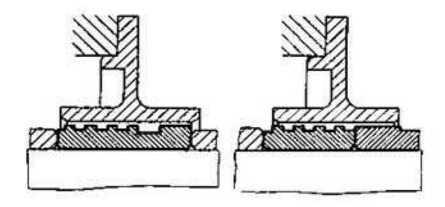


Fig. 224. Empaquetaduras con roscas de retorno y torneado cilíndrico liso

El sentido de la estructura consiste en que las espiras se aprietan durante el giro del árbol, por la fuerza centrífuga, en el casquillo, quitando el líquido infiltrado de la superficie del casquillo. Un extremo del muelle se fija, permaneciendo libre el otro. Es de suma importancia eliminar la posibilidad del autoagarrotamiento del muelle; siendo la dirección de rotación la indicada en la fig. 225 debe fijarse el extremo derecho del muelle.

Esta estructura no es reversible y no puede usarse en las máquinas en que es posible el cambio casual del sentido de rotación (por ejemplo, en reductores con accionamiento mediante motores

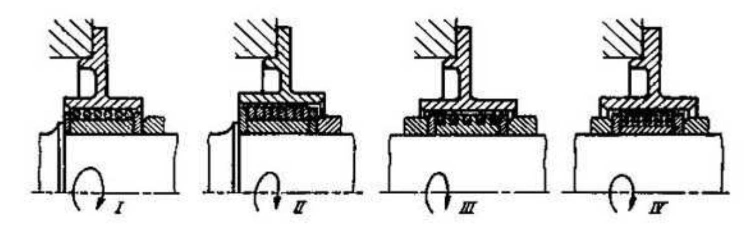


Fig. 225. Empaquetadura con muelles cilíndricos

asincrónicos de corriente trifásica donde a causa de un error en las fases, es posible el cambio del sentido de rotación).

Empaquetaduras con lengüetas. El objetivo que persiguen las empaquetaduras con lengüetas consiste en «romper» la película de

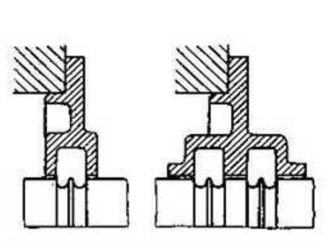


Fig. 226. Empaquetaduras con lengüetas

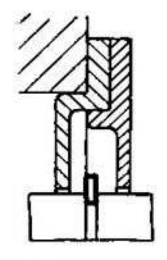


Fig. 227. Empaquetadura con anillo de resorte

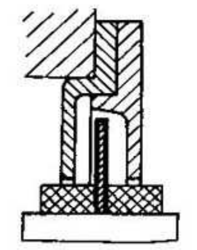


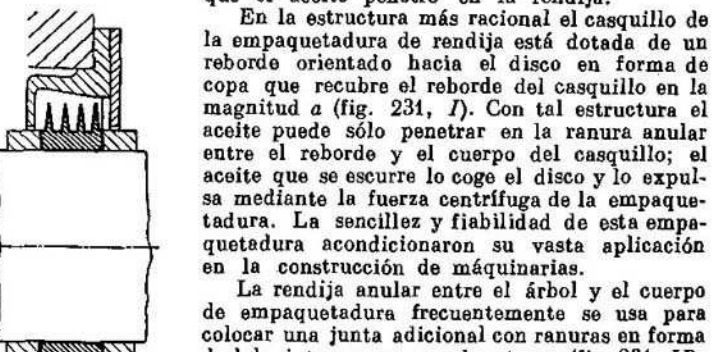
Fig. 228. Empaquetadura con disco

aceite que se propaga por el árbol y expulsar el aceite por la acción de las fuerzas centrífugas a la cavidad anular, de donde éste se escurre al cuerpo por los orificios de salida.

Las lengüetas para quitar el aceite se realizan directamente en el árbol (fig. 226) o en las piezas desarmables (fig. 227 a 229). Cuando las frecuencias de rotación no son demasiado altas la lengüeta se sustituye por un anillo seccionado de resorte (véase fig. 227).

Empaquetaduras con discos deflectores. Los discos deflectores se colocan delante de las empaquetaduras de rendija con el fin de impedir el acceso del aceite a la rendija y expulsar, por la acción de la fuerza centrífuga, las partículas del aceite que penetran en la rendija.

En la fig. 230, *I* a *III* se muestran procedimientos poco eficaces de instalación del disco que no eliminan la posibilidad de que el aceite penetre en la rendija.


Fig. 229. Empaquetadura de lengüetas múltiples

En la estructura más racional el casquillo de la empaquetadura de rendija está dotada de un reborde orientado hacia el disco en forma de copa que recubre el reborde del casquillo en la magnitud *a* (fig. 231, *I*). Con tal estructura el aceite puede sólo penetrar en la ranura anular entre el reborde y el cuerpo del casquillo; el aceite que se escurre lo coge el disco y lo expulsa mediante la fuerza centrífuga de la empaquetadura. La sencillez y fiabilidad de esta empaquetadura acondicionaron su vasta aplicación en la construcción de máquinarias.

La rendija anular entre el árbol y el cuerpo de empaquetadura frecuentemente se usa para colocar una junta adicional con ranuras en forma de laberinto o con rosca de retorno (fig. 231, *II*).

En las figs. 232 a 237 se muestran estructuras de empaquetaduras. En la estructura de la fig. 232 el retorno del aceite de la empaquetadura está reforzado por medio de un disco con aletas separadas según una línea helicoidal que actúa como un impulsor axial. En la estructura de la fig. 236 el disco deflector tiene un reborde anular. El aceite que llega a la ranura anular formada por el reborde, se expulsa por medio de la fuerza centrífuga a través de una serie de orificios en la periferia del disco. En la fig. 237 se expone una instalación doble de este tipo.

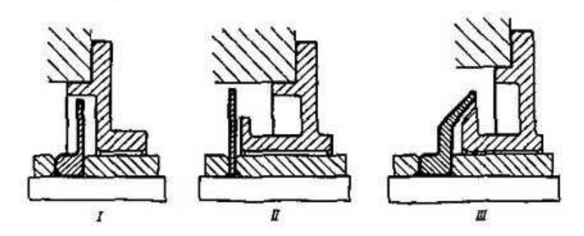


Fig. 230. Discos deflectores (procedimientos de colocación poco eficaces)

A las estructuras descritas son próximas, según el principio de su funcionamiento, las empaquetaduras mostradas en la fig. 238, *I* a *IV* a las que se suele denominar convencionalmente empaqueta-

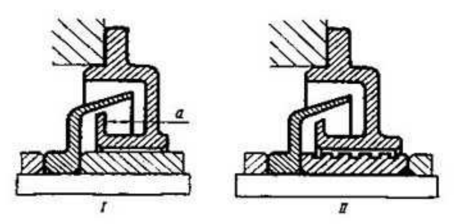


Fig. 231. Empaquetaduras con discos deflectores

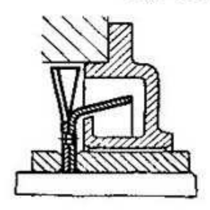


Fig. 232. Colocación de un disco deflector con rueda de paletas axial

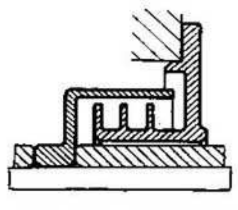


Fig. 233. Empaquetadura mediante discos deflectores con casquillo de lengüetas múltiples

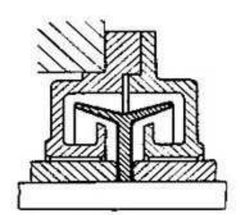


Fig. 234. Empaquetadura con un disco deflector bilateral

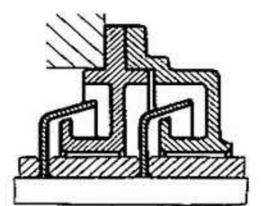


Fig. 235. Empaquetaduras dobles formadas mediante discos deflectores

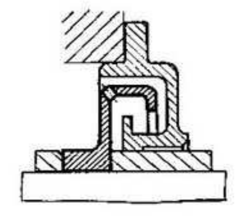


Fig. 236. Empaquetadura con un disco colector del aceite con reborde anular

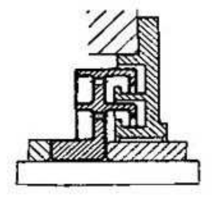


Fig. 237. Disco doble colector de aceite

duras axiales «de laberinto». En realidad son discos deflectores de etapas múltiples situados en cavidades anulares con evacuación del aceite que penetra en la junta.

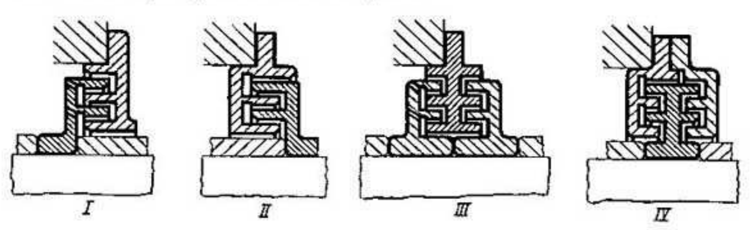


Fig. 238. Empaquetaduras axiales «de laberinto»

EMPAQUETADURAS DE TOPE

Las empaquetaduras de tope pertenecen a las de contacto. El esquema de una empaquetadura de tope se presenta en la fig. 239, *I*. En el árbol se encuentra colocado con ajuste corredizo el disco *a* cuyos dientes frontales *b* impiden su rotación respecto al árbol. El disco se aprieta constantemente por el muelle contra la arandela inmóvil *c* fijada en el cuerpo.

El medio estancado (líquido, gas) puede infiltrarse a través de la empaquetadura en dos direcciones (mostradas en el dibujo con flechas): a través del tope del disco y a través de la holgura anular entre el disco y el árbol. La empaquetadura formada por el contacto entre las piezas *a* y *c* impide la infiltración a través del tope del disco; la empaquetadura con arandelas de goma *d* impide la infiltración por la holgura.

Es evidente que la empaquetadura de tope debe componerse de dos empaquetaduras: *radial* y *de tope*.

La empaquetadura radial trabaja en condiciones considerablemente mejores que la de tope, puesto que el disco tiene desplazamientos en sumo grado insignificantes a lo largo del árbol. Aquí sirve cualquier empaquetadura: con arandelas de goma, anillos seccionados de resorte, prensaestopas, manguitos, etc. Es posible eliminar por completo la infiltración a través de la holgura radial, estancándola mediante una membrana, un casquillo ondulado, etc. (véase figs. 243 y 244). En el esquema invertido de la empaquetadura de tope (véase fig. 239, *II*) el disco *a* se fija contra el giro respecto al cuerpo con ayuda de los dientes frontales *b*. El disco se aprieta constantemente mediante un muelle contra el disco *c* fijado en el árbol. La empaquetadura de tope se logra por medio del contacto entre los discos *a* y *c* y la radial, mediante las arandelas *d*.

La ventaja fundamental de las empaquetaduras de tope consiste en que el desgaste de las superficies de rozamiento se com-

pensa con el desplazamiento del disco de empaque bajo la acción del muelle. La empaquetadura de tope posee la propiedad de autoajuste; al elegir correctamente el material de las superficies de rozamiento y al suministrar una cantidad insignificante de engrase, la empaquetadura puede trabajar durante largo tiempo, permaneciendo las superficies de contacto en buen estado que asegura un empaque fiable.

Si en la cavidad que se estanca existe presión las superficies de contacto se encuentran cargadas no sólo por la fuerza del muelle, sino también por las fuerzas de presión. En casos especiales se usan sistemas descargados de las fuerzas de presión.

Para las superficies de rozamiento se usan pares de materiales antifricción: acero y babbit acero templado o nitrurado y bronce, combinaciones de grafito y carbón, materiales plásticos. En

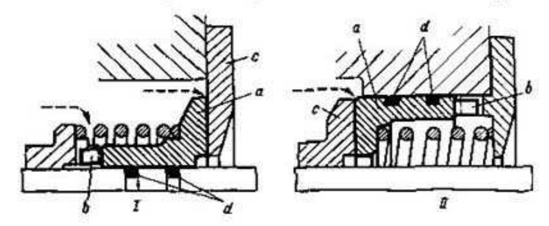


Fig. 239. Esquema de una empaquetadura frontal. El disco de empaquetadura está fijado:
I—en el árbol; *II*—en el cuerpo

casos de responsabilidad se usan aleaciones duras (coladas y metalocerámicas) emparejadas unas con otras o con materiales más blandos de los enumerados anteriormente. Las superficies de rozamiento se mecanizan hasta la rugosidad de $Ra = 0{,}16 \ldots 0{,}32\ \mu$.

A veces, para mejorar la empaquetadura, en las superficies de rozamiento se practican pequeñas ranuras anulares (véase fig. 247).

Los discos de empaque móviles deben orientarse bien por las superficies cilíndricas, asegurando una perpendicularidad precisa de la superficie de tope respecto a la superficie directriz cilíndrica, así como el paralelismo entre las superficies frontales de los discos móvil e inmóvil. El sistema empleado de discos móviles de autoajuste asegura un contacto más fiable entre las superficies de empaque.

En la fig. 240 se exponen los tipos propagados de empaquetaduras de tope con estancamiento de la holgura radial con ayuda de manguitos de goma. En la estructura de la fig. 240, *I* el disco móvil *a* está fijado contra el giro respecto al árbol mediante los dientes frontales del casquillo intermedio *b*. En la superficie exterior del casquillo *b* se encuentra estrechamente colocado el manguito de goma *c* que realiza el empaque radial; el tope del manguito

está apretado, por medio de un muelle a través de la arandela metálica *d*, contra el tope del disco *a*. Los desplazamientos axiales del disco *a* se aseguran por la elasticidad del manguito. El disco es autoajustable.

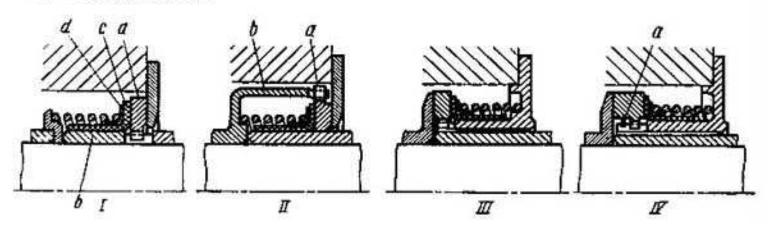


Fig. 240. Empaquetaduras de tope con hermetización de la holgura radial con manguitos de goma

En la fig. 240, *II* se muestra una empaquetadura análoga con casquillo *b* de estructura diferente.

En el esquema invertido (fig. 240, *III*) el disco de empaque está fijado respecto al cuerpo. En el caso presentado en la fig. 240

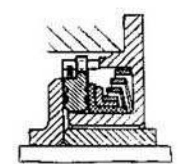


Fig. 241. Empaquetadura de tope con muelle cónico espiral

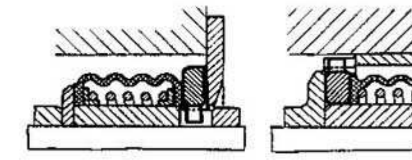


Fig. 242. Empaquetadura de tope con hermetización de la holgura radial mediante un manguito ondulado de goma

IV la introducción del anillo de cierre *a* transforma la junta en un conjunto independiente (agrupado) que puede colocarse íntegramente en el cuerpo. En la fig. 241 se muestra una empaquetadura agrupada compacta con muelle cónico espiral.

En la fig. 242 se exponen empaquetaduras de tope con hermetización total de la holgura radial con ayuda de un manguito ondulado de goma. Esta estructura puede aplicarse cuando en la cavidad estancada no hay presión.

La fig. 243 presenta las empaquetaduras de tope con hermetización de la holgura radial mediante casquillos ondulados; en los discos de empaque hay injertos de material sintético. Las empaquetaduras están agrupadas: la empaquetadura *I* con la instalación de un retén anular *a* y la empaquetadura *II*, mediante la

clavija limitadora *a* que entra en la ranura practicada en el disco. Los extremos del casquillo ondulado se sujetan empleando procedimientos corrientes, con ayuda de los anillos *b*.

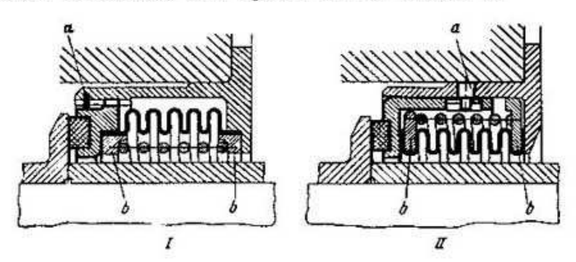


Fig. 243. Empaquetaduras de tope mediante silfones

En la fig. 244 se muestra una empaquetadura de tope de membrana de tipo agrupado; en las figs. 245 y 246, empaquetaduras

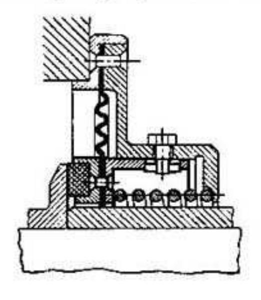


Fig. 244. Empaquetadura de membrana frontal

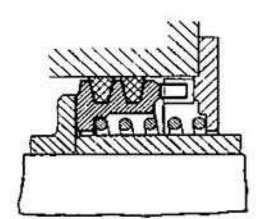


Fig. 245. Empaquetaduras de tope con hermetización de la holgura radial mediante prensaestopas

de tope con hermetización de la holgura radial mediante prensaestopas.

En la estructura de la fig. 245 los prensaestopas trabajan en estado no apretado. Las estructuras con prensaestopas que se aprietan constantemente con muelles (fig. 246, *I* y *II*) son más perfectas.

En las estructuras de la fig. 247, *I* y *II* la hermetización de la holgura radial se logra con ayuda de manguitos de empaque.

En la fig. 248, *I* y *II* se muestra una empaquetadura con hermetización de la holgura radial mediante arandelas de goma y en

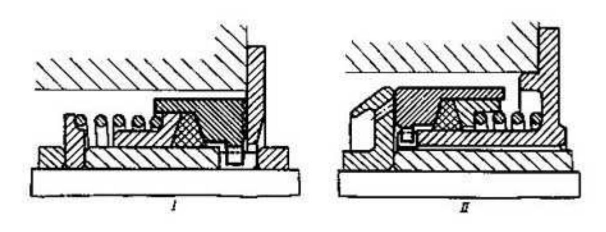


Fig. 246. Empaquetaduras de tope con prensaestopas apretados

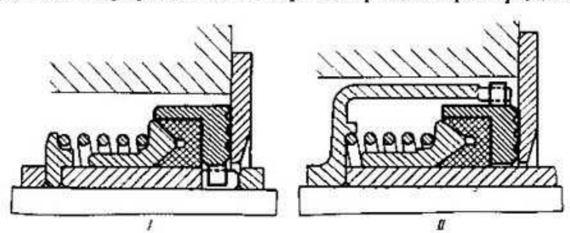


Fig. 247. Empaquetaduras de tope con hermetización de la holgura radial mediante manguitos de empaque

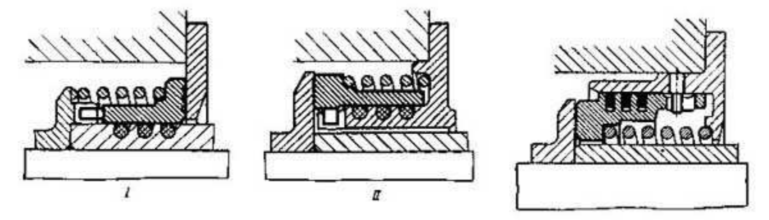


Fig. 248. Empaquetadura de tope con hermetización de la holgura radial mediante anillos de goma

Fig. 249. Empaquetadura de tope con hermetización de la holgura radial mediante anillos seccionados de resorte

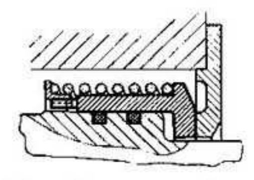


Fig. 250. Empaquetadura de tope descargada

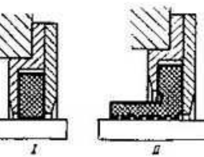


Fig. 251. Empaquetaduras de tope con disco flotante

la fig. 249, por medio de anillos seccionados de resorte. En la fig. 250 se presenta una empaquetadura de tope en la que el disco está descargado de las fuerzas de presión en la cavidad estanca. La estructura

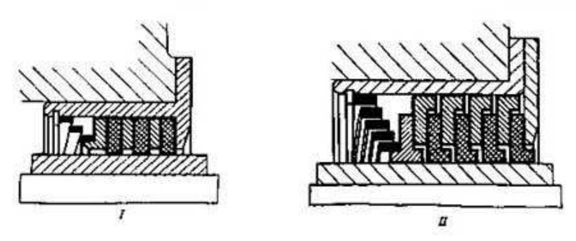


Fig. 252. Empaquetadura de tope con discos múltiples flotantes

requiere el empleo de un árbol escalonado; los diámetros exterior e interior del escalón deben ser iguales, respectivamente, a los diámetros exterior e interior de la superficie que se estanca.

En una serie de casos es suficiente emplear las empaquetaduras de tope más simples en forma de un disco de material plástico que se coloca en una cavidad anular cerrada y que se presiona contra las paredes de la cavidad bajo la acción de la diferencia de presiones por ambos lados de la empaquetadura (fig. 251, *I*, *II*) o de un muelle (fig. 251, *III*). En la fig. 252 se muestran las empaquetaduras de discos múltiples *I* y *II* de este tipo donde los discos se aprietan con muelles.

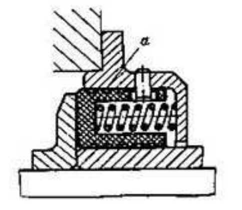


Fig. 253. Empaquetadura de tope con un casquillo fijado en el cuerpo

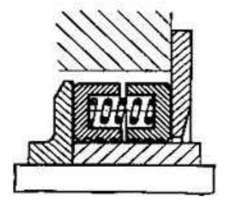


Fig. 254. Empaquetadura de tope mediante los casquillos flotantes

En la empaquetadura de tope (fig. 253), con el casquillo *a* fijado en el cuerpo y cargado por los muelles, el empaque radial se asegura por medio de ranuras circulares en las superficies exterior e interior del casquillo.

En la estructura de la fig. 254 el estancamiento se realiza mediante dos casquillos que se aprietan con muelles. Los casquillos

están fijados uno respecto al otro con ayuda de clavijas y se desplazan libremente por el árbol. Es mejor la estructura de la fig. 255 en la que los casquillos están montados en un cuerpo anular inmóvil; el empaque por el árbol lo realizan las superficies cilíndricas de los casquillos. Al casquillo derecho se suministra una presión mas baja que la existente delante de la empaquetadura.

En la estructura de la fig. 256 los casquillos se alejan uno de otro mediante un muelle en forma de brazalete que actúa sobre las superficies cónicas exteriores de los casquillos.

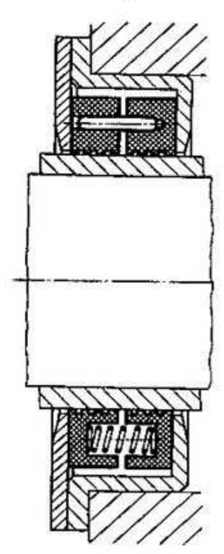


Fig. 255. Empaquetadura mediante casquillos flotantes montados en el cuerpo inmóvil

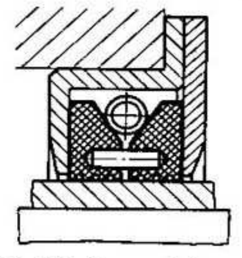


Fig. 256. Empaquetadura con casquillos que se separan por un muelle en forma de brazalete

EMPAQUETADURAS COMBINADAS

Para elevar la fiabilidad se colocan en serie dos (o más) empaquetaduras de tipo diferente. Algunos tipos de empaquetaduras se combinan bien unas con otras y se acoplan en un conjunto común sin aumento considerable de las dimensiones.

Frecuentemente se usa la combinación del disco deflector con rosca de retorno (fig. 257) o con anillos seccionados de resorte (fig. 258). Es racional la combinación de los dispositivos colectores de aceite en la parte interior de la empaquetadura y la guarnición de fieltro (figs. 259 y 260) o el manguito de empaque (fig. 261), en la exterior. Los primeros captan el aceite y los segundos previenen la penetración del polvo y la suciedad del exterior. Incluso una sencilla arandela de protección (fig. 262) aumenta la fiabilidad de la empaquetadura y prolonga el plazo de su servicio.

En la fig. 263 se muestra la combinación de un disco deflector con un manguito. La singularidad de la estructura consiste en que

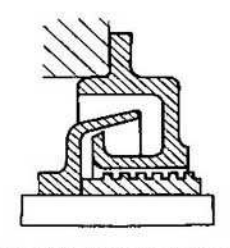


Fig. 257. Empaquetadura combinada: disco deflector, rosca de retorno

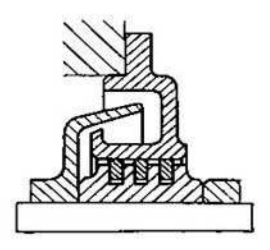


Fig. 258. Empaquetadura combinada: disco deflector, empaquetadura con anillos seccionados de resorte

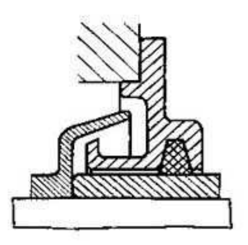


Fig. 259. Empaquetadura combinada: disco deflector, guarnición de fieltro

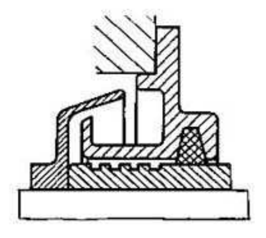


Fig. 260. Empaquetadura combinada: disco deflector, rosca de retorno, guarnición de fieltro

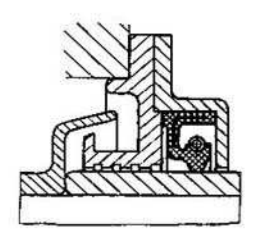


Fig. 261. Empaquetadura combinada: disco deflector, ranuras anulares, manguito de empaque

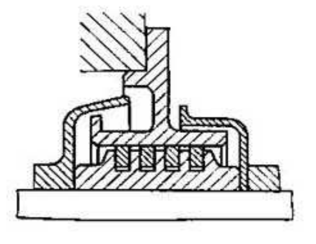


Fig. 262. Empaquetadura combinada: disco deflector, anillos seccionados de resorte, arandela de protección

el manguito está montado sobre el disco deflector y gira junto con éste; la cresta del manguito trabaja por el casquillo inmóvil del cuerpo del colector de aceite. La estructura asegura una empaquetadura fiable durante el trabajo y la parada de la máquina. Cuando la máquina está parada el estancamiento lo realiza el manguito, al poner la máquina en funcionamiento lo efectúa el disco deflector; el manguito, bajo la acción de las fuerzas centrífugas, se aparta del casquillo y prácticamente no trabaja.

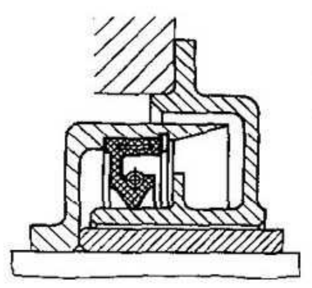


Fig. 263. Empaquetadura combinada: disco deflector, manguito de empaque

EMPAQUETADURAS CON CÁMARA INTERMEDIA

El estancamiento de las cavidades de aceite provoca grandes dificultades cuando la presión en la cavidad sobrepasa considerablemente la presión tras la empaquetadura (por ejemplo, el estancamiento de una caja de accionamientos contigua a la cavidad de aspiración de un compresor centrífugo). En estas condiciones frecuentemente las empaquetaduras, incluso las de contacto, no pueden detener la infiltración del aceite de la cavidad de alta presión a la cavidad de baja presión. El aceite penetra en la cavidad en forma de niebla de aceite que pasa junto con el aire a través de la empaquetadura.

Un medio radical es el empleo de empaquetaduras dobles separadas por una cámara intermedia a la que se alimenta aire (*empaquetaduras sopladoras*).

En la fig. 265 se muestran variantes de empleo de este procedimiento.

En la fig. 264, *I* se expone el esquema inicial. La presión en la cavidad *A* supera la presión en la cavidad adyacente *B*. Bajo la acción de la diferencia de presiones el aire pasa de la cavidad *A* a la cavidad *B*, arrastrando consigo el aceite. El diagrama de presiones está representado en la parte inferior de la figura.

En el esquema de la fig. 264, *II* a la cámara intermedia entre las empaquetaduras se suministra aire a la presión p_A, igual a la presión en la cavidad estanca *A*. Si en la cavidad *A* la presión es igual a la atmosférica (y en la cavidad *B* hay vacío), entonces es suficiente comunicar la cavidad intermedia con la atmósfera. Es evidente que en este caso se termina el paso del aire a través de la empaquetadura izquierda. Si no hay diferencia de presiones cualquier empaquetadura (de contacto o sin contacto) previene la penetración del aceite a la cavidad intermedia. Tiene lugar el trasiego a través de la empaquetadura derecha, pero aquí

de la cámara intermedia a la cavidad B llega aire puro, sin aceite.

De modo aún más eficaz actúa la empaquetadura si a la cámara intermedia se suministra aire a la presión p_C que supera la presión en la cavidad A (fig. 264, *III*). Aquí el aire trasiega desde la cámara intermedia a la cavidad A al encuentro de la dirección

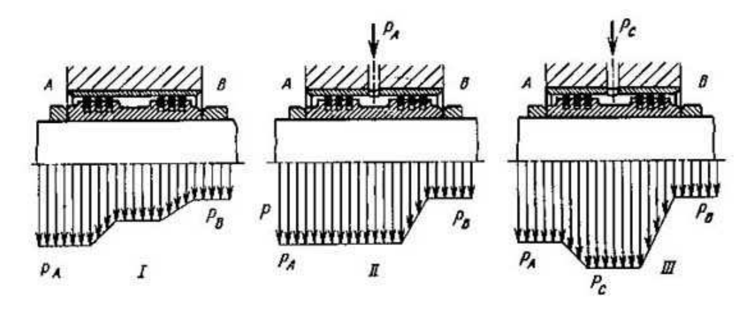


Fig. 264. Análisis del funcionamiento de una empaquetadura con cámara intermedia

por la que es posible la penetración del aceite. A la cavidad B a través de la empaquetadura derecha pasa el aire puro. La penetración del aceite a través de la empaquetadura se elimina por

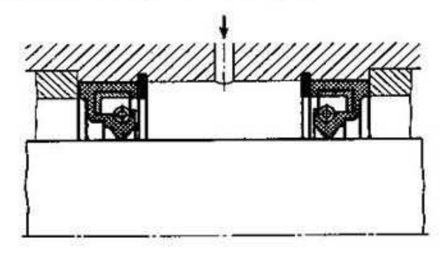


Fig. 265. Empaquetadura sopladora con manguitos de empaque

completo. Sin embargo, este método requiere una fuente ajena de elevada presión.

En las figs. 265 y 266 se dan ejemplos de empaquetaduras sopladoras.

Una consecuencia lógica del procedimiento de empaquetadura alimentando aire atmosférico es la división completa de las cavidades que se estancan mediante un intervalo aéreo. Este método se emplea ampliamente para los conjuntos de cojinetes situados

en la proximidad inmediata de cavidades en las que hay vacío. Los cojinetes en cuerpos aislados se colocan a una distancia mayor

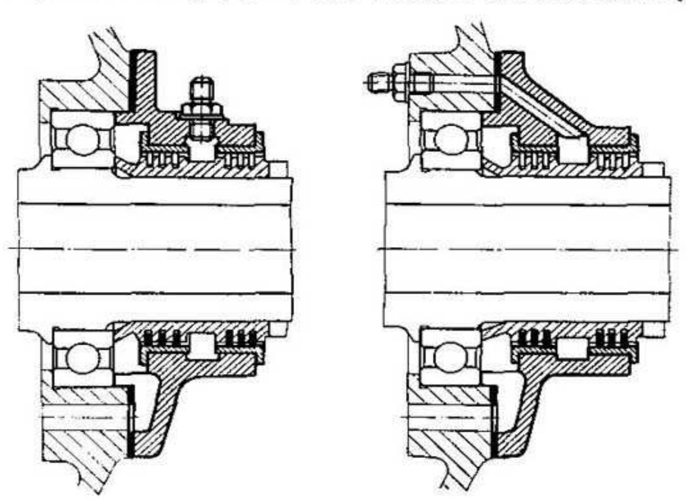


Fig. 266. Empaquetadura sopladora de un cojinete de contacto rodante

o menor de la cavidad donde hay vacío, estancando por un lado el cuerpo de cojinete y por el otro, la cavidad con vacío por medio de empaquetaduras corrientes de contacto o sin contacto.

EMPAQUETADURAS (JUNTAS) DE LABERINTO

Las juntas de laberinto se emplean para estancar las cavidades rellenas de gas y vapor. Su acción está basada en el frenado (remolino) del gas en una ranura anular estrecha con la dilatación ulterior en una cámara anular adyacente de gran volumen. En la ranura anular la presión se transforma en potencial de caída; al salir el gas de la rendija la presión se restablece, pero sólo en parte; una parte de la presión se gasta en forma de pérdidas irrecuperables para el remolino y dilatación. Cuanto mayores son estas pérdidas (es decir, cuanto menor es la sección de la rendija y cuanto más agudos son sus bordes), tanto menor parte de la presión se restablece en la cámara, y, por consiguiente, tanto más eficazmente trabaja la empaquetadura.

La instalación sucesiva de una serie de cámaras que se comunican a través de estrechas rendijas, se logra disminuir sustancialmente el trasiego.

Las juntas de laberinto se emplean a velocidades circunferenciales y temperaturas altas, cuando se excluye la posibilidad de colocar empaquetaduras de contacto. Las juntas de laberinto pueden trabajar prácticamente a cualesquiera velocidades y altas temperaturas.

El esquema de funcionamiento de una junta de laberinto se muestra en la fig. 267. La junta de laberinto separa la cavidad A en la que la presión es elevada p_A, de la cavidad B donde la presión es más baja p_B.

Cuando el gas pasa a través de la primera rendija anular surge una gran velocidad la que se elimina casi por completo en la cámara anular. En ésta se establece una presión reducida en comparación con la presión en la cavidad A a consecuencia de las pérdidas para formar los remolinos en la holgura. Puesto que el volumen específico del gas en la cámara es mayor que el volumen específico en la cavidad A, mientras que la cantidad de gas que trasiega por unidad de tiempo, en virtud de la continuidad del flujo, es la misma, la velocidad en la segunda rendija anular debe ser mayor que en la primera y en cada rendija ulterior ha de ser más alta que en la anterior. Como resultado de esto la diferencia de presiones entre las cámaras contiguas crece de una etapa a otra.

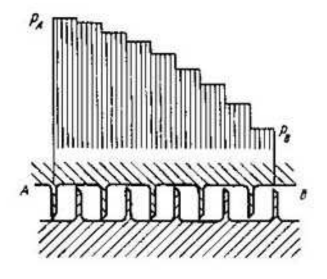


Fig. 267. Esquema de funcionamiento de una junta de laberinto

Cuando las diferencias de presiones son altas y existe un número grande de etapas, en una de las rendijas puede establecerse una diferencia de presiones crítica; la velocidad del gas alcanza la del sonido. Todas las demás etapas en la empaquetadura de esta índole son inútiles ya que no disminuyen el valor crítico del trasiego que es igual al producto de la velocidad del sonido por el área de la sección de la rendija. El número de etapas de una junta de laberinto se determina por medio de un cálculo termodinámico.

La junta de laberinto no puede eliminar por completo la salida del gas. Al contrario, el movimiento ininterrumpido del gas a lo largo del laberinto es el principio en que se basa el funcionamiento del laberinto y es la condición imprescindible de su trabajo. El laberinto puede sólo debilitar el flujo de gas que pasa por la empaquetadura.

Una excepción representa el caso donde la presión en la cavidad estancada varía cíclicamente del máximo al cero. Entonces, la onda de gas que se dirige a la empaquetadura, posee una reserva limitada de energía que puede disiparse por completo en la em-

paquetadura. En estas condiciones las juntas de laberinto pueden asegurar prácticamente una estanquicidad absoluta.

En la fig. 268 se exponen (en orden de eficacia creciente) las formas de las juntas de laberinto. En la fig. 268, *I* se muestra una rendija simple lisa; la introducción de resaltos (fig. 268, *II* a *IV*)

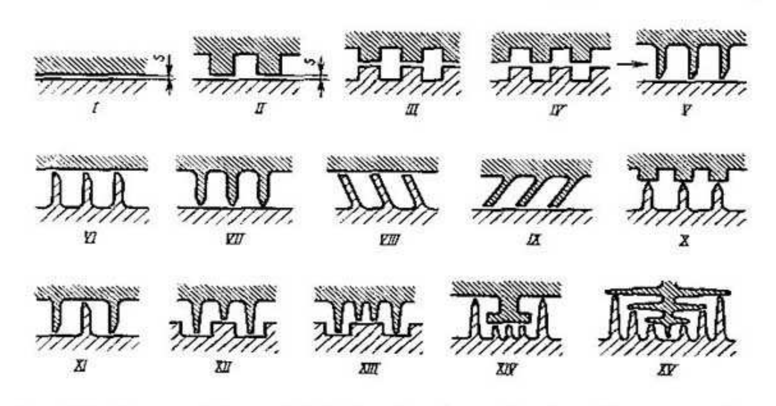


Fig. 268. Empaquetaduras de laberinto (aquí y en las figs. 269 a 271 se dan las secciones de las juntas)

reduce considerablemente (de 2 a 3 veces) el consumo de gas con la misma longitud de la empaquetadura y la misma holgura mínima *s*.

En laberintos de la fig. 268, *II* a *IV* no se aprovechan ventajosamente las dimensiones axiales. Es más preferible emplear en vez de resaltos lengüetas finas y altas que permiten situar por unidad de longitud de la empaquetadura mayor número de cámaras del volumen necesario. Además, las barreras finas con bordes agudos, al provocar el aumento de las pérdidas durante el revolvimiento del gas, contribuyen a aumentar la eficacia de la empaquetadura.

En la fig. 268, *V* se presentan las lengüetas practicadas en el cuerpo y en la fig. 268, *VI*, en el árbol. Los bordes de las lengüetas se agudizan mediante un chaflán dirigido al encuentro del flujo de gas; en la fig. 268, *VII* se muestran lengüetas con chaflán doble aptas para el estancamiento bilateral. Un aumento ulterior de la eficacia se logra mediante la inclinación de las lengüetas al encuentro del flujo de gas (fig. 268, *VIII* y *IX*). La estructura con lengüetas inclinadas en el cuerpo (fig. 268, *IX*) posee una propiedad valiosa: si por casualidad las lengüetas tocan el árbol, éstas, al calentarse, se abren, alejándose de la superficie del árbol, previniendo así el desarrollo posterior del defecto.

En la fig. 268, *X* se expone una estructura donde se combinan las lengüetas y los resaltos que es aplicable tanto durante el montaje axial, como el radial. El montaje radial (en el que el cuerpo se une en el plano meridional) aumenta considerablemente las posibilidades constructivas de las juntas de laberinto. En la fig. 268, *XI* se muestra un laberinto donde las lengüetas del árbol entran en las lengüetas del cuerpo; aquí el flujo de gas cambia muchas

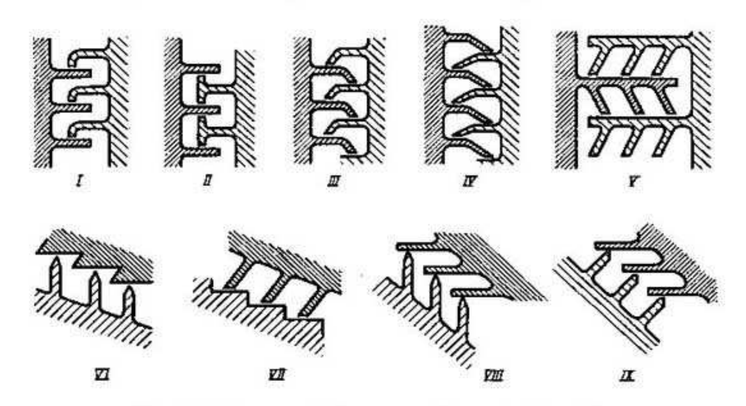


Fig. 269. Empaquetaduras con discos de laberinto

veces su dirección, lo que incrementa la eficacia de la empaquetadura. En la fig. 268, *XII* a *XV* se presentan complicados laberintos con montaje radial.

Al haber rigurosos requisitos respecto de las dimensiones axiales, los laberintos se desarrollan en dirección radial, fabricándolos en forma de dos discos uno de los cuales gira y el otro permanece inmóvil; los discos llevan lengüetas frontales que se recubren mutuamente (fig. 269, *I* y *II*). En las estructuras de la fig. 269, *III* y *IV* las lengüetas poseen la propiedad de abrirse por sí mismas durante el calentamiento. La empaquetadura de la fig. 269, *V* está desarrollada tanto en dirección radial, como axial. Los laberintos oblicuos de la fig. 269, *VI* a *IX* constan de dos discos cónicos con lengüetas o escalones. En las estructuras de la fig. 269, *VII* a *IX* las lengüetas se abren por sí mismas.

Para aumentar el efecto de estancamiento la holgura entre las lengüetas y el árbol debe ser mínima, sin embargo ésta no puede ser menor que la suma obtenida al adicionar el juego radial en los cojinetes del árbol, las desviaciones de la superficie del árbol del nominal geométrico, las desviaciones de la coaxilidad de los cojinetes del árbol y del cuerpo de la empaquetadura, así como

la flexión elástica del árbol durante el funcionamiento. Prácticamente el juego radial en las empaquetaduras de diámetros pequeño y medio se hace igual a 0,05 ... 0,2 mm.

La posibilidad del deterioro al entrar en contacto los elementos de la empaquetadura inmóviles y rotativos se previene en el curso del montaje radial mediante el procedimiento mostrado en la fig. 270. La parte inmóvil del laberinto consta de varios sectores con espiga en T que se introduce en la ranura circular del cuerpo; los sectores se aprietan contra la superficie cilíndrica de

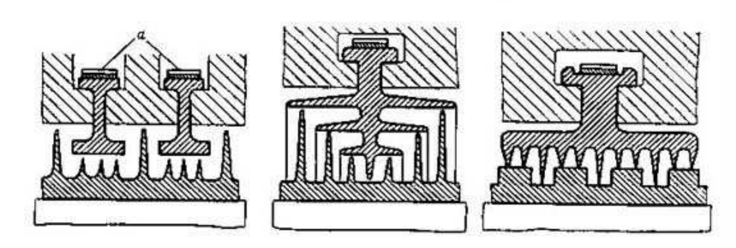


Fig. 270. Colocación de laberintos en cuerpos desarmables

la ranura mediante resortes laminares *a*. Si los sectores «rozan» el árbol, éstos venciendo la resistencia del resorte, se apartan un poco en dirección radial, previniendo el deterioro de las lengüetas.

A veces los bordes de las lengüetas se hacen muy finos (con espesor de 0,1 a 0,2 mm) y la holgura en la empaquetadura se hace de antemano reducida con el fin de que en el proceso de explotación la holgura mínima se establezca por sí misma a consecuencia del aplastamiento y quemadura de los bordes de las lengüetas al entrar en contacto con el árbol en rotación. Si las lengüetas son suficientemente finas y fabricadas de un metal blando, mientras que la superficie del árbol tiene elevada dureza, entonces el árbol no sufre deterioros durante este proceso. En cambio, en la empaquetadura se establece automáticamente la holgura mínima admisible por las condiciones reales de trabajo.

En la fig. 271 están representados los procedimientos que se emplean para fijar las lengüetas en los cuerpos. En las estructuras de la fig. 271, *I* y *II* las lengüetas con los casquillos intermedios y las lengüetas en forma de L invertida se encuentran fijadas por laminación en el cuerpo (esta junta se destina para el montaje axial); en la estructura de la fig. 271, *III* las lengüetas semianulares con espigas están montadas en las ranuras anulares del cuerpo desarmable. En la fig. 271, *IV* se muestra la fijación de las lengüetas en el cuerpo de un metal plástico abocardando el material del cuerpo; en la fig. 271, *V* y *VI*, al abocardar las piezas insertadas anu-

lares o en forma de segmentos de un metal blando; en la fig. 271, *VII* y *VIII* la fijación de las lengüetas estampadas se realiza me-

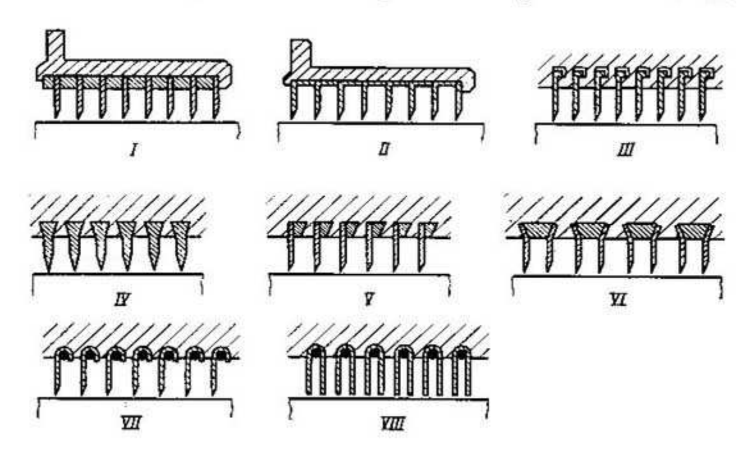


Fig. 271. Procedimientos para fijar las lengüetas en los cuerpos

diante el abocardado de un alambre de metal blando (las juntas de la fig. 271, *III* a *VIII* están destinadas para el montaje radial).

JUNTAS HIDRÁULICAS CENTRIFUGAS

La junta hidráulica centrífuga (fig. 272) consta de una rueda de paletas que gira en una cavidad anular cerrada llena de un líquido de empaque (aceite, agua, etc.). Por la fuerza centrífuga el líquido se presiona contra la periferia de la cavidad. Si por un lado de la empaquetadura sobre ésta actúa presión, el líquido ocupa en la cavidad la posición mostrada en la fig. 272. La diferencia de las fuerzas centrífugas que actúan sobre el líquido por una y por otra parte de la rueda de paletas, determina la presión (en kgf/cm²) que puede soportar la empaquetadura:

$$p = 10^{-7} \frac{\omega^2 \gamma}{4g} (D_2^2 - D_1^2),$$

donde ω es velocidad angular de rotación de la rueda de paletas, s^{-1}; γ es peso específico del líquido, en kgf/dm³; g es aceleración de la caída libre ($g = 9{,}81$ m/s²); D_2 y D_1 son los diámetros de los anillos de líquido por uno y por otro lado de la rueda de paletas, en cm.

La presión máxima que soporta la empaquetadura (caso límite en el que casi todo el líquido pasa a un lado de la rueda de paletas), es

$$p_{\text{máx}} = 10^{-7} \frac{\omega^2 \gamma}{4g} (D_0^2 - d_0^2),$$

donde D_0 y d_0 son, respectivamente, los diámetros exterior e interior de la rueda de paletas, en cm.

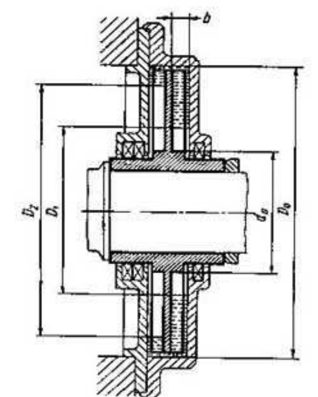


Fig. 272. Esquema de una junta hidráulica centrífuga

El volumen mínimo necesario del líquido con que debe llenarse la empaquetadura es

$$Q = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_0^2)\, b,$$

donde b es el ancho de las paletas de la rueda, en cm.

Por consiguiente,

$$p_{\text{máx}} = 10^{-7} \frac{\omega^2 \gamma}{\pi g b} Q.$$

Las juntas hidráulicas pueden soportar presiones bastante grandes. Por ejemplo, la junta con una rueda de paletas de cerca de 200 mm de diámetro al girar con una frecuencia de rotación de 2000 r.p.m. (el líquido de empaque es aceite) soporta una sobrepresión de cerca de 3 kgf/cm². Al emplear líquidos pesados, por ejemplo, mercurio, es posible aumentar la presión en el caso examinado hasta 50 kgf/cm².

En la estructura de cualquier junta hidráulica se debe prever la circulación de líquido de empaque con extracción del calor, que se desprende al girar la rueda de paletas. En caso contrario el líquido de empaque se recalienta después de un corto plazo de funcionamiento.

ESTANCAMIENTO DE PIEZAS EN MOVIMIENTO DE VAIVEN

Estancamiento de vástagos

Los vástagos de émbolos que realizan movimiento de vaivén, así como los émbolos buzos de bombas, etc. se estancan con la mayor frecuencia mediante prensaestopas (fig. 273, además véase la fig. 194) con relleno de un material que corresponde a las condiciones en que trabaja la empaquetadura.

Cuando las presiones y las temperaturas no son altas (vástagos de cilindros hidráulicos, neumáticos y de vacío) se usan empaquetaduras con arandelas de goma que se colocan en los rebajos de los prensaestopas (fig. 274).

Al ser las presiones y las temperaturas altas se emplean prensaestopas con anillos de resorte dilatables (fig. 275). La empaquetadura consta de un juego de anillos con cono directo e inverso que se alternan. Al apretarlos los anillos exteriores se dilatan elásticamente,

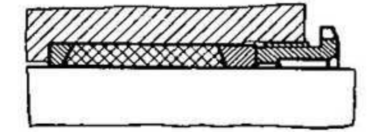


Fig. 273. Estancamiento de un vástago mediante prensaestopas



Fig. 274. Estancamiento de un vástago mediante arandelas de goma

ajustándose a la superficie del cuerpo, mientras que los anillos interiores se comprimen, estancando la superficie del árbol.

Los anillos exteriores deben ser menos rígidos que los interiores y ajustarse, durante el apriete, a la superficie del cuerpo antes de que se elimine la holgura entre los anillos interiores y el árbol. El valor de la holgura entre los anillos interiores y el árbol se regula mediante

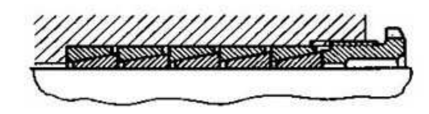


Fig. 275. Prensaestopas con anillos de resorte dilatables

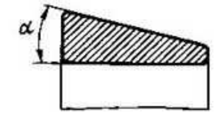


Fig. 276. Determinación del ángulo de inclinación de las generatrices de los anillos de resorte dilatables

el grado de apriete. Al manipular de modo inadecuado es fácil apretar demasiado la empaquetadura hasta el punto de acuñar por completo el vástago.

El ángulo α de inclinación de las generatrices de la superficie cónica (fig. 276), debe ser mayor que el ángulo de rozamiento para evitar el autoagarrotamiento de los anillos. En las estructuras existentes α es igual a 12 . . . 20°.

En la fig. 277, *I* a *III* se muestran diferentes formas de anillos. Los anillos de la fig. 277, *III* se destacan por su elevada elasticidad. Para aumentar su elasticidad los anillos se fabrican a veces seccionados, sin embargo con esto se reduce la eficacia del estancamiento.

Los anillos se producen del acero para muelles y se someten a templado y revenido medio. En casos de importancia los anillos se fabrican del bronce de berilio.

Empaquetadura con anillos segmentados (segmentos). Los segmentos son anillos metálicos seccionados en dirección radial en varias

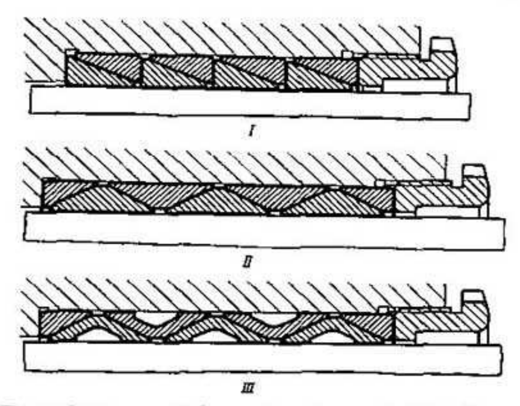


Fig. 277. Formas de los anillos de resorte dilatables

partes (normalmente en tres). La fabricación de esta empaquetadura es complicada y requiere un montaje cuidadoso, pero es segura y capaz de soportar presiones muy altas y trabajar a altas temperaturas.

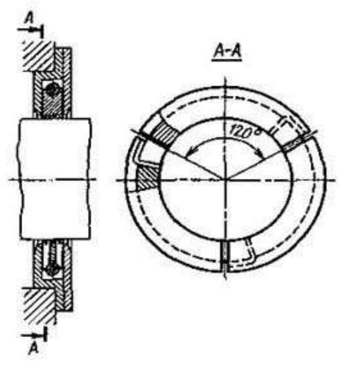


Fig. 278. Empaqutadura con anillos segmentados que se aprietan mediante un muelle en forma de brazalete

El anillo (fig. 278) consta de tres partes que se unen unas con otras en horquilla y se aprietan mediante un muelle en forma de brazalete. El anillo montado se coloca en un cuerpo anular y se instala en el árbol. Bajo la presión en la cavidad que se estanca el anillo se aprieta por uno de sus lados contra la pared del cuerpo; el estancamiento radial se logra mediante el apriete del anillo en el árbol con ayuda del muelle en forma de brazalete. Para mejorar el estancamiento en la superficie interior de los anillos se practican ranuras de laberinto. En general los anillos se emplean en una instalación de filas múltiples.

En la fig. 279 se muestra la colocación de anillos a pares en un cuerpo común. Los anillos se fijan uno respecto a otro mediante cla-

vijas de tal modo, que las juntas de un anillo se encuentren frente a los sectores íntegros del otro; además los anillos están sujetos con-

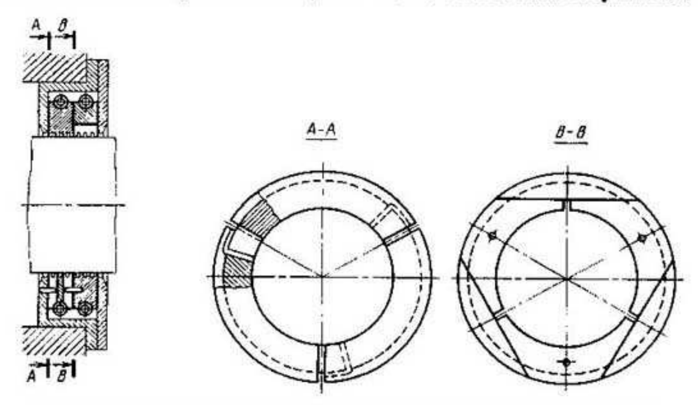


Fig. 279. Conjunto de dos anillos segmentados fijados en el cuerpo

tra el giro en el cuerpo (dispositivos de este tipo se usan también para estancar árboles giratorios).

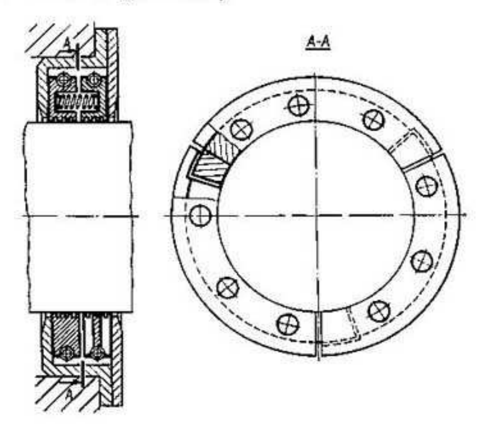


Fig. 280. Conjunto de anillos segmentados flotantes

En el caso de la fig. 280 los anillos se fijan uno respecto a otro por medio de clavijas y pueden girar libremente en el cuerpo; el estancamiento por el tope se logra apretando los anillos contra las

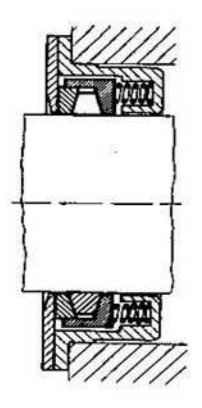


Fig. 281. Esquema de un conjunto de anillos segmentados cónicos apretados mediante muelles

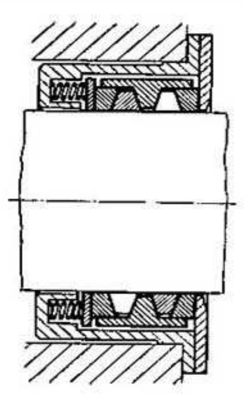


Fig. 282. Conjunto de dos anillos segmentados cónicos

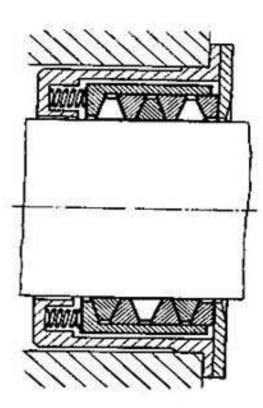


Fig. 283. Conjunto de tres anillos segmentados cónicos

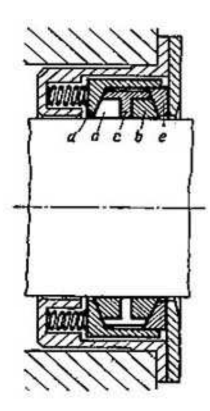


Fig. 284. Empaquetadura con un bloque de anillos segmentados cónicos

paredes del cuerpo bajo la acción de los muelles de separación. Los bloques a pares como los representados en las figs. 279 y 280, pueden soportar una sobrepresión de 10 . . . 15 kgf/cm².

En la estructura de la fig. 281 al anillo seccionado se le ha atribuido la forma cónica; el anillo está instalado en dos casquillos y se aprieta al árbol mediante muelles frontales.

En la fig. 282 se muestra un conjunto de dos anillos y en la fig. 283, de tres. En la estructura de la fig. 284 los anillos cónicos seccionados *a*, *b* se colocan en el anillo seccionado *c* de sección en T; el bloque de anillos se comprime por medio de los casquillos cónicos *d* y *e*. Las instalaciones multifilares de tales bloques pueden soportar una presión de varias centenas de atmósferas.

Los anillos se fabrican de bronce forjado, a veces se rellenan de babbit. Las superficies del árbol y de los cuerpos deben estar templadas o nitruradas. La rugosidad de las superficies de rozamiento no debe ser mayor que $Ra = 0{,}63 \ldots 1{,}25\mu$. Es obligatorio suministrar a las superficies de rozamiento una pequeña cantidad de engrase.

Estancamiento de los émbolos. Aros (segmentos) de émbolo

Los émbolos de pequeño diámetro (émbolos buzos de las bombas hidráulicas, de aceite, de combustible, etc.) se estancan mediante el esmerilado respecto a las superficies de los cilindros. El estancamiento se mejora al introducir ranuras de laberinto (fig. 285).

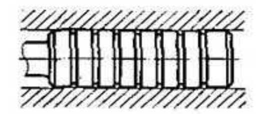


Fig. 285. Estancamiento del émbolo buzo mediante su esmerilado y ranuras anulares de laberinto

Los émbolos de diámetro grande que trabajan a bajas temperaturas y presiones no altas (por ejemplo, en cilindros hidráulicos, neumáticos y de vacío) se estancan con ayuda de ranuras de laberinto (fig. 286, *I*) o arandelas de goma (fig. 286, *II*). Cuando las presiones son más altas se usan empaquetaduras de manguito de empaque (fig. 286, *III*). La más fiable y universal empaquetadura, capaz de trabajar a altas temperaturas y soportar las más altas presiones, es el ampaque por medio de aros de émbolo (fig. 286, *IV*). Se usa para estancar líquidos y gases.

Aros de émbolo. El aro es un anillo metálico seccionado (normalmente de sección rectangular) que se coloca en las ranuras del émbolo. El diámetro del anillo en estado libre es mayor que el diámetro del

cilindro. Al introducirlo en el cilindro, el aro se comprime y, gracias a su propia elasticidad, hace estrecho contacto con las paredes del cilindro por su circunferencia, a excepción de un estrecho canal formado por el cierre del aro.

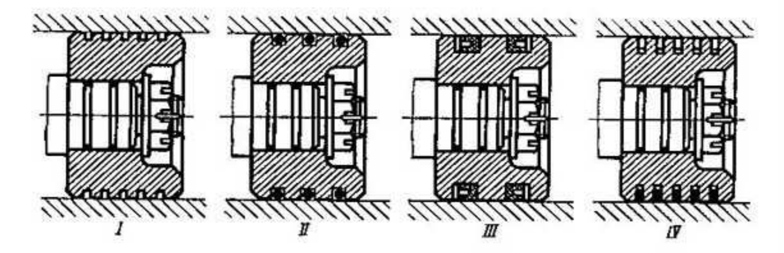


Fig. 286. Estancamiento de émbolos

Durante el trabajo los aros de émbolo se aprietan a las paredes del cilindro no sólo debido a las fuerzas de su propia elasticidad, sino también por la presión del líquido operante (o del gas) que penetra

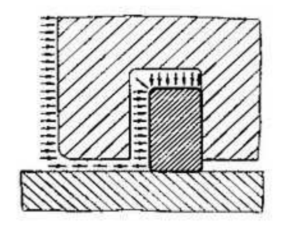


Fig. 287. Esquema que muestra cómo actúa la presión sobre un aro de émbolo

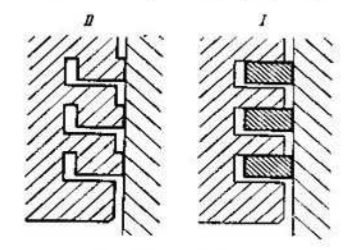


Fig. 288. Análisis de la acción de empaquetadura de los aros de émbolo

en las ranuras del émbolo y actúa en el reverso del segmento (fig. 287). Esta presión puede superar varias veces la presión provocada por las fuerzas de la elasticidad propia del aro y desempeña el papel principal en la acción de empaque que realizan los aros de émbolo. El huelgo negativo originado al introducir los aros en el cilindro es solamente una condición previa para crear esta presión.

Según su principio de funcionamiento el estancamiento por medio de los aros de émbolo desde este punto de vista es muy próximo a la empaquetadura con manguito de empaque. Del mismo modo que con éstos el elemento de empaque se aprieta a las paredes del cilindro con una fuerza proporcional a la presión de empaque.

Por otro lado el estancamiento con ayuda de los aros de émbolo se parece también a la junta de laberinto. Los aros se colocan en las ranuras del émbolo de tal modo que tengan holgura radial y frontal (fig. 288, *I*). Estando apretados a las paredes de las ranuras del émbolo, los segmentos forman una serie de cavidades anulares (fig. 288, *II*). El líquido operante (o gas) que penetra en la cavidad del primer aro de émbolo, puede pasar a la cavidad anular siguiente sólo a través de la estrecha rendija en el cierre del segmento. Al pasar

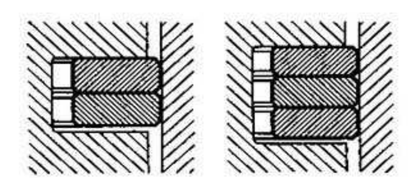


Fig. 289. Esquema que muestra cómo se colocan varios aros de émbolo en una ranura

Fig. 290. Esquema que muestra cómo se coloca un aro de émbolo en la ranura

por la rendija la presión del fluido desciende; este proceso se repite al trasegar el fluido a cada ulterior cavidad. Como resultado, en la última cavidad la presión del fluido será considerablemente menor que en la primera.

Normalmente la presión en la cavidad estancada de un cilindro varía cíclicamente desde el máximo (cuando el émbolo realiza su carrera de trabajo) hasta el cero (cuando el émbolo hace su carrera inversa); la ola del fluido que se dirige a la empaquetadura, tiene una reserva limitada de energía gue puede disiparse por completo en la junta. En estas condiciones la junta de laberinto puede ser completamente estanca.

Para aumentar la fiabilidad de la empaquetadura se instalan en serie varios aros (por lo general tres). En las empaquetaduras sometidas a altas presiones, se colocan de 5 a 10 segmentos y, a veces, más.

A fin de reducir las dimensiones axiales de la empaquetadura en una ranura del émbolo a veces se sitúan dos o más aros (fig. 289).

Los aros se ubican en las ranuras (fig. 290) con holgura lateral cerca de $\Delta = (0{,}05 \ldots 0{,}1)\,h$.

La holgura s entre el reverso del aro y el fondo de la ranura del émbolo debe encontrarse en los límites $(0{,}2 \ldots 0{,}25)\,b$.

La holgura en el cierre del aro se elige partiendo de que en estado de trabajo (cuando el segmento se encuentra en el cilindro) en la junta quede un intervalo que prevenga el funcionamiento del aro con sus extremos apoyados, uno en otro, a presión. Es deseable que este intervalo sea el mínimo para reducir el trasiego del fluido a través del cierre, así como teniendo en cuenta la circunstancia de que

el juego en el cierre del aro aumenta rápidamenta a medida que se desgastan el segmento y la pared del cilindro (proporcionalmente a $2\pi\delta$, donde δ es el desgaste radial de la superficie exterior del aro y de la pared del cilindro).

En la práctica este intervalo se hace $t = (0{,}002 \ldots 0{,}005)\, D_0$, donde D_0 es el diámetro del cilindro.

Si la empaquetadura trabaja a temperaturas elevadas (por ejemplo, en los cilindros de los compresores y los motores), entonces a este valor del intervalo es necesario sumar Δ_t que es el alargamiento del aro debido a calentamiento que se determina de la correlación.

$$\Delta_t = \pi D_0 \left[\alpha_a (t_a - t_0) - \alpha_c (t_c - t_0)\right],$$

donde α_a y α_c son los coeficientes de dilatación lineal de los materiales del aro y del cilindro, respectivamente; t_a y t_c son las temperaturas de trabajo del aro y del cilindro, respectivamente, en °C; t_0 es temperatura inicial (temperatura de montaje), en °C.

Cálculo de la resistencia mecánica de los aros. El diámetro del aro en estado libre se elige con el fin de obtener una holgura negativa suficiente al introducir el aro en cilindro. Al mismo tiempo en el material del aro no deben surgir altas tensiones en estado de funcionamiento, cuando el aro está comprimido por las paredes del cilindro y en el proceso de instalación del aro en la ranura del émbolo, cuando los extremos del aro se abren para meterlo en el émbolo. La sección peligrosa se halla en el eje de simetría del aro, frente al cierre. En estado de funcionamiento las fibras exteriores de la sección se someten a la tracción y las interiores, a la compresión; al colocar el segmento en el émbolo las fibras exteriores se comprimen y las interiores se extienden.

La tensión máxima en estado de funcionamiento es

$$\sigma_{\text{máx}} = E \frac{b}{D_0} \left(1 - \frac{D_0}{D}\right), \qquad (3)$$

donde D_0 es el diámetro del cilindro, en mm; D es el diámetro exterior del aro en estado libre, en mm; b es el ancho de la sección del aro, en mm; E es el módulo de elasticidad del material del aro, en kgf/mm^2.

De aquí

$$\frac{D}{D_0} = \frac{1}{1 - \frac{\sigma_{\text{máx}}}{E} \frac{D_0}{b}}. \qquad (4)$$

La tensión máxima que surge al meter el aro en el émbolo es

$$\sigma'_{\text{máx}} = 2E \left(\frac{b}{D_0}\right)^2 - \sigma_{\text{máx}}. \qquad (5)$$

La tensión $\sigma'_{\text{máx}}$ que actúa sólo una vez al poner el aro, puede ser mayor que la tensión de servicio $\sigma_{\text{máx}}$ que actúa permanentemente,

aun más cuando el aro en el proceso de trabajo tiene normalmente una temperatura elevada.

Supongamos que $\sigma'_{máx} = a\sigma'_{máx}$, donde a es una magnitud mayor que la unidad (en promedio $a = 1,5 \ldots 2$).

Al introducir esta expresión en la ecuación (5) obtenemos

$$\sigma_{máx} = \frac{1}{1+a} 2E \left(\frac{b}{D_0}\right)^2, \qquad (5a)$$

de donde

$$\frac{\sigma_{máx}}{E} = \frac{2}{1+a} \left(\frac{b}{D_0}\right)^2.$$

Al introducir esta expresión en la ecuación (4) obtendremos

$$\frac{D}{D_0} = \frac{1}{1 - \frac{b}{D_0} \frac{2}{1+a}}. \qquad (6)$$

De la ecuación (5a) se puede encontrar

$$\frac{b}{D_0} = \sqrt{\frac{\sigma_{máx}(1+a)}{2E}}. \qquad (7)$$

En la tabla 1 se aducen los valores de b/D_0 calculados según la ecuación (7) para aros de diferentes materiales para los valores corrientemente usados de $\sigma_{máx}$ ($a = 2$).

1. Valores de b/D_0 para los aros fabricados de diferentes materiales

Material	$\sigma_{máx}$ (kgf/mm²)	E (kgf/mm²)	b/D_0
Hierro fundido	12	8 000	1/21
Acero	35	22 000	1/20
Bronce	15	11 000	1/22

En la tabla 1 se ve que los valores de b/D_0 para los tres casos son próximos entre sí. En promedio se puede hacer $b/D_0 = 1/20$. Al introducir este valor, así como el valor $a = 2$, en la ecuación (6) obtendremos $D/D_0 = 1,035$.

En cada caso separado es preciso determinar las relaciones b/D_0 y D/D_0 según las fórmulas (7), (6), introduciendo los valores correspondientes de $\sigma_{máx}$ y a.

La presión del segmento sobre las paredes del cilindro (se supone que esta presión es uniforme por la circunferencia del aro) es

$$p = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{3} \left(\frac{b}{D_0} \right)^2 .$$

Al tomar $b/D_0 = 1/20$ y al introducir los valores de $\sigma_{\text{máx}}$ aducidos anteriormente, obtenemos los valores medios de la presión para

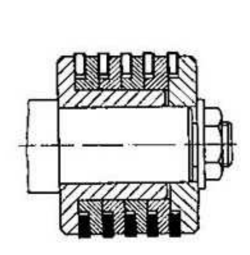


Fig. 291. Montaje de los aros de émbolo sobre arandelas desmontables

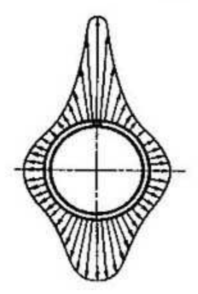


Fig. 292. Distribución de las presiones por la circunferencia de un aro redondo

los aros fabricados de diferentes materiales: hierro fundido 1 kgf/cm², acero 3 kgf/cm², bronce 1,25 kgf/cm².

Las correlaciones aducidas más arriba permiten formular las reglas siguientes para el diseño de los aros de émbolos de forma circular: 1) el ancho del aro b no debe ser mayor que 1/20 del diámetro del cilindro; 2) diámetro del aro en estado libre no debe ser mayor que 1,03 . . . 1,04 del diámetro de cilindro.

Si estos valores se sobrepasan, esto provoca tensiones altas durante el funcionamiento y colocación del aro en el émbolo. En cada caso por separado es preciso fundamentar la necesidad de sobrepasarlas mediante su cálculo. Si, debido a algunas causas, resulta necesario emplear aros con la relación $b/D_0 > 1/20$ (por ejemplo, para cilindros de pequeño diámetro), es necesario montar los aros sobre arandelas separadoras desarmables (fig. 291). Las tensiones en el aro y la presión que éste ejerce sobre las paredes del cilindro no dependen de la altura h del aro (véase fig. 290).

El aumento de la altura solamente provoca el crecimiento de la rigidez del aro que se acompaña con la debilitación del efecto de manguito y el aumento del esfuerzo necesario para meter el aro en el émbolo.

Normalmente la altura h del segmento se hace igual a (0,5 . . . . . . 0,7) b. Para determinar la altura se puede usar la correlación

$$h = 2 + (0{,}01 \ldots 0{,}03)\, D_0,$$

donde D_0 es el diámetro del cilindro.

Aros de émbolo de presión uniforme. Los aros de forma circular no aseguran una presión uniforme por la circunferencia. Un diagrama polar típico de presiones (rosa de presiones) para tales aros se expone en la fig. 292.

Una presión uniforme la aseguran los aros formados por dos circunferencias de las cuales la interior está desplazada hasta entrar en contacto con la exterior (fig. 293, *I*). En la práctica es imposible

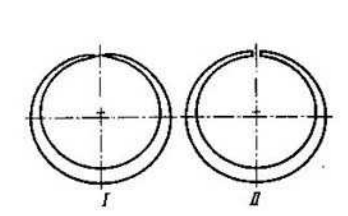


Fig. 293. Forma de un anillo con presión uniforme por la circunferencia

Fig. 294. Determinación de las coordenadas de la línea axial de un aro de presión uniforme

fabricar semejantes aros; se puede sólo aproximarse en mayor o menor grado a dicha forma (fig. 293, *II*). Tal forma se da a veces a los anillos de retén de resorte para igualar la presión por la circunferencia y aumentar la elasticidad del anillo con el fin de facilitar su montaje.

Otro procedimiento usado para obtener una presión uniforme por la circunferencia consiste en que el aro en estado libre se le atribuye una forma que en cierto grado se parece a la elipse (estos aros se llaman convencionalmente elípticos). Después de introducirlo en el cilindro, el aro toma la forma redonda y ejerce una presión uniforme sobre las paredes del cilindro.

Las coordenadas de la línea axial de un aro de presión uniforme, en estado libre (fig. 294) se determinan de la correlación:

$$X = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{4E} \frac{D_0^2}{b} A_x, \tag{8}$$

$$Y = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{4E} \frac{D_0^2}{b} A_y, \tag{9}$$

donde A_x y A_y son magnitudes adimensionales que dependen sólo del ángulo ψ,

$$A_x = 1 - \cos\psi - \psi \operatorname{sen}\psi - \frac{\operatorname{sen}^2\psi}{2},$$

$$A_y = \frac{\psi}{2} + \operatorname{sen}\psi - \psi\cos\psi - \frac{\operatorname{sen}\psi \operatorname{con}\psi}{2}.$$

Los valores de A_x y A_y se aducen en la fig. 295) en función del ángulo ψ. Las tensiones $\sigma_{máx}$ en las expresiones (8) y (9) se determinan calculando la resistencia mecánica según la fórmula (3).

Fig. 295. Valores de A_x y A_y en función del ángulo ψ

El intervalo s entre los extremos del aro en estado libre es igual al valor $2Y$, cuando $\psi = 180°$, es decir, 9,42 (véase fig. 295) multiplicando por el factor de proporcionalidad correspondiente:

$$s = 9{,}42 \frac{\sigma_{máx}}{4E} \frac{D_0^3}{b}.$$

Estructura de los aros. Las más de las veces se emplean aros de sección rectangular (fig. 296, *I*). En los ángulos interiores de los aros se practican chaflanes (0,2 . . . 0,5) × 45° para evitar que ellos se adhieran a los ángulos redondeados de las ranuras del émbolo, así como para facilitar la puesta de los aros sobre el pistón. En los aros de diámetro grande en su superficie exterior se practican canales de laberinto (fig. 296, *II*).

Para aumentar la presión sobre las paredes del cilindro en la superficie exterior de los aros se abren unas cavidades anulares (fig. 296, *III* y *IV*). Sin embargo esta medida reduce el efecto de manguito del aro,

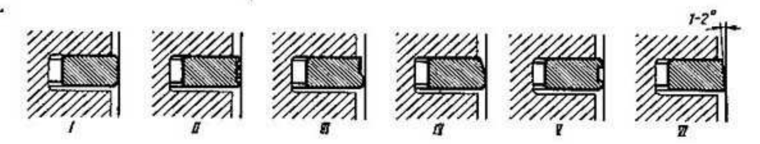


Fig. 296. Formas de secciones que tienen los aros de émbolo

puesto que la presión del líquido en la superficie exterior del aro en el sector de la cavidad equilibra la presión del líquido en el reverso del aro.

Esta circunstancia se usa para obtener una distribución uniforme de la carga entre los aros. Las cavidades, practicadas en los primeros

aros dirigidos al espacio activo del cilindro, reducen la fuerza con que los primeros aros se aprietan a las paredes del cilindro y de este modo cargan adicionalmente los demás aros. Este procedimiento se emplea en los cilindros hidráulicos, en los cilindros de compresores de émbolo, etc. El método indicado resulta también útil en los cilindros de vacío en los que el vacío aparta los aros de las paredes del cilindro y donde, por consiguiente, es importante reducir el efecto de manguito.

En los motores de combustión interna no se practican cavidades en los primeros aros, puesto que esto aumenta el peligro de que la carbonilla se precipite en los segmentos como resultado de que

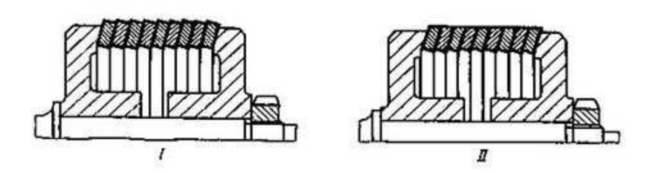


Fig. 297. Maquinado en grupo de los aros «de minutos»

los productos de la combustión penetren en la holgura entre el aro y la pared del cilindro. Las cavidades se practican sólo en los últimos aros a los que se suministra la presión considerablemente debilitada por el efecto de estrangulación de los anteriores aros y donde resulta necesario fiarse más en la elasticidad propia del segmento que en el efecto de manguito. Las cavidades parecidas a la representada en la fig. 296, *V* influyen poco en el efecto de manguito.

Para acelerar el ajuste de los aros a las paredes del cilindro la parte exterior de los aros se hace cónica (fig. 296, *VI*), dejando una cinta cilíndrica estrecha (de 0,3 a 0,5 mm). Esto requiere el maquinado individual del cono de los aros.

Es más productivo el procedimiento del maquinado en grupo, cuando los aros se sujetan en forma de un paquete entre discos cónicos macizos (fig. 297, *I*) y se rectifican (fig. 297, *II*). Después de desarmar el paquete los segmentos se enderezan a consecuencia de lo cual la superficie exterior de los aros adquiere una ligera conicidad. Mediante el procedimiento dado es posible obtener aros con un ángulo de inclinación de las generatrices de 20′ a 30′ (por lo que estos aros se llaman « de minutos»). Esta inclinación es difícil de percibir a simple vista. Para evitar errores durante el montaje es preciso marcar los topes de los aros, indicando la dirección de la conicidad.

Otro procedimiento que se emplea para atribuir conicidad a la superficie activa está basado en la propiedad de las secciones asimétricas de torcerse por la acción de esfuerzos flectores. En la superficie interior de los aros se practican cavidades o biseles (fig. 298, *I* y *II*)

que desplazan el eje principal de inercia de la sección respecto a la dirección de las fuerzas de flexión. Al introducirlos en el cilindro, los aros de este tipo se tuercen a causa de la presión ejercida por las paredes del cilindro a consecuencia de lo cual la superficie exterior de los segmentos adquiere forma cónica (fig. 299). La conicidad es

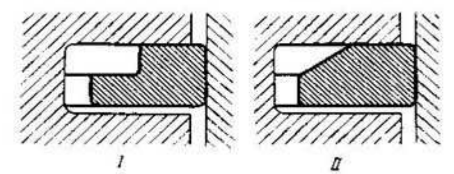


Fig. 298. Perfiles de los aros que «se tuercen»

diferente por la circunferencia de los segmentos y es máxima en los extremos de aros. El frotamiento de los bordes del aro por las paredes del cilindro durante la marcha del émbolo hacia abajo, contribuye, a su vez, al torcimiento del aro. Gracias a la sencillez de fabricación de los aros que se tuercen, éstos obtuvieron amplia propagación.

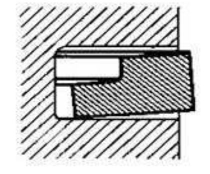


Fig. 299. Torcimiento de un aro con perfil asimétrico bajo la acción de las fuerzas radiales de presión

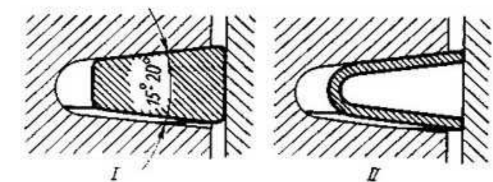


Fig. 300. Aros trapezoidales

Los aros de sección trapezoidal (fig. 300, *I* y *II*) se usan en cilindros que trabajan a altas temperaturas (cilindros de los motores de combustión interna, compresores de émbolo de alta presión), donde hay peligro de que, debido a la descomposición del aceite a altas temperaturas, en los aros se precipita la carbonilla. La forma cónica de los segmentos contribuye a la expulsión de los sedimentos de las ranuras del émbolo cada vez que cambia de dirección el movimiento del pistón, gracias a lo cual los aros conservan su movilidad en las ranuras. Los aros trapezoidales, además, ejercen elevada presión sobre las paredes del cilindro como resultado de la acción de desacuñe ejercida por las superficies cónicas de las ranuras durante el movimiento del émbolo.

En la fig. 301, *I* y *II* se muestran los perfiles de los aros trapezoidales que se «tuercen».

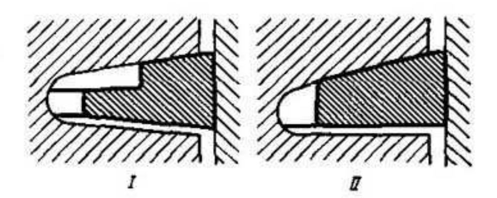


Fig. 301. Aros trapezoidales que «se tuercen»

Segmentos rascadores de aceite. En los cilindros que funcionan con gases, es necesario prevenir la penetración del aceite lubricante en la cavidad útil del cilindro. Este problema se resuelve empleando los segmentos rascadores (colectores) de aceite que se colocan delante (según la dirección de la carrera del émbolo) de los aros corrientes de empaquetadura los que, en el caso dado, se llaman de gas.

Los segmentos colectores raspan el aceite excesivo de las paredes del cilindro, previniendo su penetración a los aros de gas y a la

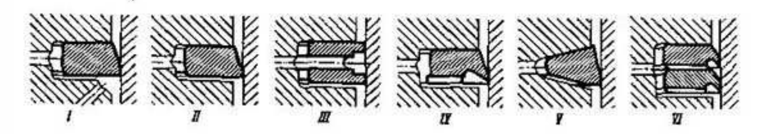


Fig. 302. Aros rascadores de aceite

cavidad útil del cilindro. Para todas las estructuras de los segmentos rascadores de aceite es característico lo siguiente: 1) presión aumentada sobre las paredes del cilindro que se logra al reducir las superficies de rozamiento de los segmentos; 2) existencia de cavidades en las que se acumula el aceite recogido; 3) evacuación del aceite recogido a través de los orificios que comunican las ranuras del émbolo con la cavidad interior de éste; 4) juegos axiales aumentados en la ranura.

En las estructuras presentadas en la fig. 302, *I* y *II* los segmentos tienen forma de raspador. El aceite que se recoge de las paredes del cilindro, se evacúa por la holgura frontal en la ranura del émbolo y por los orificios radiales en las paredes del pistón.

En el segmento de la fig. 302, *III* está practicada una cavidad adicional colectora de aceite que se comunica a través de unas ventanas (o agujeros radiales) con el reverso del aro. En la estructura de la fig. 302, *IV* el aceite se evacúa del raspador a través de ranuras abiertas en el tope del aro. En la fig. 302, *V* se muestra un segmento

rascador de aceite de perfil trapezoidal. Para condiciones pesadas de trabajo se colocan dos segmentos colectores de aceite (fig. 302, *VI*).

Cierres de los aros. El cierre más simple con corte recto (fig. 303, *I*) tiene la inconveniencia de que los extremos del aro ejercen una elevada presión sobre las paredes del cilindro y desgastan la superficie de las paredes. Las fugas a través de estas juntas son relativamente grandes.

Mejores cualidades tienen los cierres con corte oblicuo (fig. 303, *II*) en los que la presión sobre las paredes del cilindro es más uniforme en virtud de la disminución paulatina del grosor de los extremos. La capacidad de empaque de estos cierres es más alta gracias al

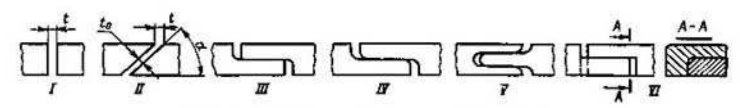


Fig. 303. Cierres de los aros de émbolo

alargamiento del camino del fluido en ellos. Además, con un juego prefijado t en el plano de unión del segmento (juego tangencial), la holgura normal t_0 en la junta, que determina el valor del trasiego del fluido, aquí es menos e igual a $t_0 = t$ sen α, (donde α es el ángulo de inclinación del corte). Para el ángulo $\alpha = 45°$, que es el que se usa más frecuentemente, $t_0 = t$ sen $45° \approx 0{,}7\ t$.

La capacidad de empaque de los cierres escalonados (fig. 303, *II* a *V*), cuya holgura en la junta es teóricamente igual a cero, es aún más alta. Sin embargo, la fabricación de dichos cierres es más difícil; además, ya que la altura de los aros es pequeña, los extremos de los cierres resultan demasiado finos y se rompen con facilidad. Para aumentar la resistencia mecánica es conveniente unir los extremos de los cierres con el cuerpo del aro mediante líneas de acuerdo suaves (fig. 303, *IV* y *V*).

En la fig. 303, *VI* se muestra un cierre biescalonado «estanco» cuyas etapas se sitúan en planos mutuamente perpendiculares. Las fugas de gases a través de la junta en este caso son considerablemente inferiores que en las estructuras anteriores. Sin embargo la fabricación de los cierres de esta índole es mucho más difícil.

Retención (fijación) de los aros. Puesto que los aros se sitúan en las ranuras del émbolo con cierta libertad de movimiento, puede ocurrir que en el curso del trabajo las juntas de los aros contiguos se coloquen unas frente a otras, a consecuencia de lo cual las fugas aumentarán. Para prevenir este fenómeno los segmentos se fijan en sentido angular con pasadores radiales que se ubican en las juntas de los aros y se fijan en el cuerpo del émbolo. Las juntas de los aros vecinos se instalan en posiciones diametralmente opuestas.

Los procedimientos de retención se exponen en la fig. 304, *I* a *VI*. La deficiencia de la fijación de los segmentos, consiste en que los

aros (en virtud de la presión irregular por la periferia que siempre existe) desgastan las paredes del cilindro de modo no uniforme, alterando su redondez. En los segmentos móviles, no fijados, la irregularidad del desgaste se iguala por el desplazamiento angular (vagabundeo) de los aros en las ranuras del émbolo durante el trabajo. En los aros con corte oblicuo el desplazamiento angular tiene un carácter regular gracias a las fuerzas de desplazamiento que surgen en la junta durante el movimiento de vaivén del émbolo y que tienden a girar el aro en su ranura.

La fijación de los aros es obligatoria si en las paredes del cilindro hay cavidades, canales, ventanas (por ejemplo, lumbreras de barrido

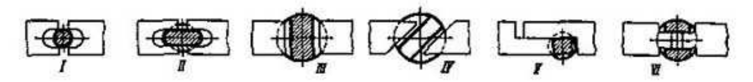


Fig. 304. Procedimientos para retener los aros de émbolo

en los motores de combustión interna de dos tiempos), que se atraviesan por los segmentos en el curso del movimiento de vaivén del émbolo. La coincidencia casual de la junta con las ventanas puede provocar la rotura de los aros.

Materiales. Fabricación. Con la mayor frecuencia, los segmentos se producen de fundición perlítica de alta calidad que se destaca por su resistencia al desgaste y altas propiedades antifricción debidas a la presencia del grafito laminar en su estructura.

Las propiedades mecánicas típicas de las fundiciones para fabricar los segmentos son las siguientes (los límites superiores se refieren a las fundiciones ligadas): $E = 11\,000 \ldots 13\,000$ kgf/mm²; $\sigma_r = 30 \ldots 50$ kgf/mm²; $\sigma_{desg} = 40 \ldots 60$ kgf/mm²; $\sigma_{0,2} = 20 \ldots 30$ kgf/mm²; $HB\ 100 \ldots 120$; $\delta = 0{,}2 \ldots 0{,}6\%$.

Las propiedades mecánicas prácticamente no cambian hasta 450° C.

Los aros de fundición después del desbaste se someten a envejecimiento natural o artificial (a temperatura 500 ... 550° C).

Los segmentos que trabajan con abundante engrase, se fabrican del acero para muelles que se templa y se somete a revenido medio (a temperatura 350 ... 500° C). Los segmentos de acero requieren que las superficies del cilindro tengan elevada dureza.

A veces los aros de émbolos se fabrican de bronce forjado de las marcas БрАЖН o БрАЖМц y en casos de importancia, de bronce de berilio de la marca БрБ2.

Los segmentos «elípticos» de presión uniforme se obtienen mediante uno de los procedimientos siguientes: 1) colando (si se trata de aros de fundición) las piezas brutas, cuya forma en el plano corresponde al perfil teórico; 2) maquinando las piezas brutas según una plantilla copiadora; 3) deformando la pieza bruta y fijando después su forma por tratamiento térmico (procedimiento térmico); 4) moleteando la superficie interior de los segmentos con esfuerzo variable.

Los aros de fundición de responsabilidad se producen por medio de la colada en coquillas. Así se obtienen las piezas de fundición con sobreespesores mínimos para el maquinado ulterior.

Al realizar el maquinado según una plantilla copiadora al segmento se le atribuye el perfil necesario, torneándolo o fresándolo. Luego se hace el corte, se aproximan los extremos y en este estado se mecanizan las superficies exterior e interior en rectificadores de cilindros.

Cuando los segmentos de fundición se producen según el procedimiento térmico, las piezas brutas redondas, que se han obtenido con un sobreespesor pequeño para el maquinado, se ponen en un mandril cuya forma corresponde al perfil teórico. La forma obtenida se fija calentando las piezas brutas hasta 600 . . . 650° C después de lo cual se dirigen a las operaciones de acabado que se llevan a cabo estando sus extremos unidos.

Para realizar el moleteado los segmentos se colocan en las ranuras anulares de un dispositivo giratorio; el reverso del segmento se moletea con un rodillo colocado excéntricamente en el dispositivo con el fin de que ejerza su máxima presión en la parte del aro opuesta al cierre. Si el valor de la excentricidad se elige correctamente, el aro, al enderezarse después del moleteado, adquiere una forma próxima a la teórica. Después de esto se rectifican los topes y, con los extremos unidos, la superficie exterior de los aros.

Durante el moleteado tiene lugar el endurecimiento por deformación: en las fibras interiores del aro se originan tensiones de compresión que son opuestas a las tensiones de tracción que surgen cuando el aro se mete en el émbolo, gracias a lo cual es posible sin riesgo aumentar el ancho de aro, obteniendo así ganancia en la presión.

Terminadas las operaciones de acabado los segmentos se someten a esmerilado en un cilindro patrón. La exactitud de contacto de los aros se comprueba al observar a la luz la rendija que se forma entre la superficie exterior del aro y las paredes del cilindro patrón. Las normas del intervalo admisible se establecen en dependencia del destino de los aros. Para los segmentos de precisión es admisible un intervalo no más de 0,01 mm.

Los segmentos de responsabilidad se comprueban, a fin de determinar el grado de uniformidad de la presión radial, con ayuda de aparatos piezoeléctricos o electromagnéticos de medida, trazando el diagrama polar de presiones.

Recubrimientos. Para aumentar la resistencia al desgaste y el plazo de servicio la superficie activa de los aros de émbolo se somete al cromado. El recubrimiento de cromo se caracteriza por una dureza muy alta (HV 900. . . 1000), resistencia a altas temperaturas, bajo coeficiente de frotamiento y tiene la propiedad de no arañar.

Al realizar el cromado duro galvánico el cromo se deposita en forma de una capa continua con espesor de 0,15 . . . 0,25 mm para los aros pequeños y hasta de 0,5 mm para los aros grandes.

Después de cromarlos, los segmentos con recubrimiento fino se colocan en el cilindro; los segmentos con recubrimiento grueso se rectifica para eliminar las irregularidades en el recubrimiento de cromo

El cromado duro tiene los defectos siguientes:

1) debido a la alta dureza del cromo y a su mala mojabilidad por el aceite, el proceso de ajuste de los aros se prolonga mucho;

2) estos aros requieren una precisión elevada de fabricación del cilindro y la eliminación completa de los intervalos entre el aro y la superficie del cilindro.

Estos desperfectos se eliminan en gran medida con ayuda del *cromado poroso*. Al principio el cromo se deposita en forma de una capa continua, luego la superficie exterior del recubrimiento se hace esponjosa (cambiando la dirección de la corriente al final del cromado) a una profundidad que es igual aproximadamente 0,25 del espesor del recubrimiento.

La superficie porosa retiene bien el aceite. En el proceso de ajuste la superficie porosa se desgasta de modo relativamente rápido (sobre todo, en los sectores de presión elevada), después de lo cual se descubre la capa inferior de cromo continuo duro. La presencia del aceite en la capa porosa previene los arañazos en el proceso de ajuste.

La resistencia al desgaste de los segmentos cubiertos con cromo poroso depende en gran medida de la estructura de la capa porosa, la que predetermina el carácter correcto del ajuste. Los mejores resultados da la porosidad en forma de rejilla con dimensión de los poros de 0,05 . . . 0,1 mm^2. Al realizar correctamente el proceso de ajuste la resistencia al desgaste de los segmentos cromados supera 15—20 veces la resistencia al desgaste de los aros de fundición corrientes.

El material de los segmentos cromados no tiene importancia hasta tal grado decisivo como el material de los aros no cromados. Esto permite usar, para fabricar los aros cromados, la fundición modificada altamente resistente con grafito esferoidal y el acero.

Se emplea también el cromado de la superficie del cilindro. Este proceso es más caro que el cromado de los aros, ya que la superficie cromada de los cilindros debe someterse a un maquinado cuidadoso. Sin embargo, este procedimiento ofrece la posibilidad de fabricar los cilindros de aleaciones de aluminio que se caracterizan por una alta conductibilidad térmica lo que tiene gran importancia para los cilindros que trabajan a temperaturas elevadas.

Otros procedimientos encaminados a elevar la resistencia al desgaste de los aros de émbolos se enumeran más abajo.

La oxidación (empavonado) es la formación en la superficie de los aros de una capa fina ($\sim$0,01 mm) de óxido magnético de hierro Fe_3O_4, al permanecer los aros a la temperatura de 500 a 550° C en la atmósfera de oxidantes gaseosos y vapor de agua.

La fosfatación se alcanza permaneciendo los aros en una solución acuosa caliente de ácido fosfórico saturada de los fosfatos de Fe, Mn

y Zn. En la superficie de los aros se forma una capa cristalina porosa de fosfatos que embebe bien el engrase.

La saturación por difusión de la superficie con silicio se consigue por la permanencia de los aros en carburo de silicio pulverulento SiC a la temperatura de unos 1000° C. Entonces, la capa superficial se satura de silicio que eleva la resistencia al desgaste de los aros.

El cromado por difusión es la saturación de la capa superficial con cromo al permanecer los segmentos en cloruro cromoso fundido $CrCl_2$ o en la atmósfera de cloruros de cromo gaseosos a la temperatura de unos 1000° C.

La alumetación (alitación) se logra por la permanencia de los aros en una mezcla de polvo de aluminio y de alúmina Al_2O_3 a la temperatura de cerca de 1000° C a consecuencia de lo cual en la capa superficial se forman cristales de la solución sólida de aluminio en el hierro α y sobre la superficie, una película fina de óxido de aluminio resistente al desgaste.

La sulfuración se alcanza por la permanencia de los aros en una solución caliente del hidróxido de sodio NaOH con adición de azufre o en una fusión ígnea de cianuro sódico NaCN y del sulfato sódico Na_2SO_4. La capa sulfurada se caracteriza por una resistencia exclusiva al desgaste y una resistencia a la soldadura.

Para acelerar su ajuste los segmentos se someten a estañadura, cadmiado o cobreado galvánicos. Los mejores resultados da la estañadura. La estañadura galvánica se realiza en un baño con sal de sodio de ácido estánnico a la temperatura de 75° C. El espesor de la capa de estaño es de 0,005 a 0,01 mm.

Los aros que trabajan a temperaturas moderadas se cubren de una capa fina de resina sintética (epóxidos), plásticos fluorocarbúricos, etc. con adición de polvos de grafito o metálicos.

3. Estancamiento de las uniones fijas

EMPAQUETADURAS (JUNTAS) EN FORMA DE CHAPAS

Para asegurar la estanquicidad las uniones planas en la mayoría de las veces se hermetizan con empaquetaduras en forma de chapas fabricadas de un material elástico. Como regla, con juntas se colocan las tapas de los depósitos que contienen aceite y que trabajan bajo presión o al vacío, las bridas de tuberías, etc. Sobre juntas blandas se arman también las piezas de los cuerpos de las transmisiones mecánicas (cuando no es necesaria una posición mutua precisa entre las partes).

El material para las juntas se elige en función de las condiciones de trabajo, valor de la presión, régimen de temperatura, etc. Para estancar las uniones de destinación general, por ejemplo, tapas de cavidades que contienen aceite, con la mayor frecuencia se emplea papel para juntas de espesor 0,05 . . . 0,15 mm, papel para revestir cables (es papel impregnado con bakelita u otras resinas sintéticas), cartón para juntas de espesor 0,5 . . . 1,5 mm, presspan, etc. Las juntas de materiales sintéticos del tipo de policloruro de vinilo y de politrifluoretileno poseen mejores cualidades.

Para las uniones que trabajan a altas temperaturas se emplean materiales para juntas con asbesto (papel de amianto, cartón de amianto, etc.). Las tuberías de vapor se estancan las más de las veces con paronita que es una composición de asbesto con goma natural o sintética. La paronita soporta la temperatura hasta de 450° C. A altas temperaturas se emplean también juntas, en forma de chapas, fabricadas de metales plásticos: plomo en chapas, hojas de aluminio y de cobre, etc. Las empaquetaduras de esta índole requieren un esfuerzo elevado de apriete.

En los casos donde a la par de la empaquetadura, se requiere también regular la distancia entre las piezas a unir, se usan juntas de relleno que es un juego de juntas fabricadas de una hoja fina (0,05 mm) de latón o de cobre (por ejemplo, para regular la apretura y realizar el estancamiento simultáneo en los cojinetes de rodillos cónicos y de apoyo radial colocados a pares).

Para aumentar la fiabilidad de las juntas éstas se cubren de compuestos de empaque. Las juntas de papel y de cartón se cubren

con aceite cocido, goma laca, bakelita cruda, vidrio soluble, minio, blanco, etc.

Buenas propiedades hermetizantes tiene el mástique de la composición siguiente: 35% de goma laca; 55% de alcohol; 6% de grafito escamoso; 3% de aceite de ricino; 1% de colorante(ocre).

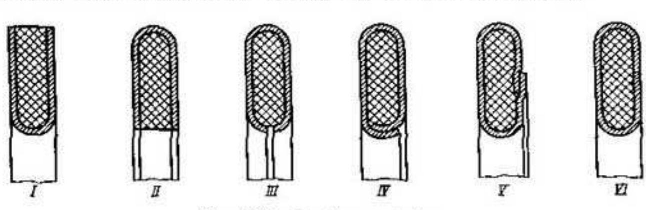
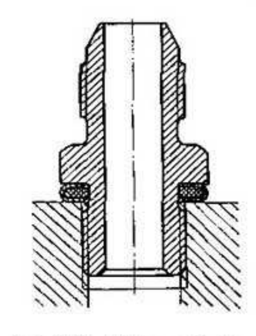


Fig. 305. Juntas armadas

También se usan ampliamente compuestos hermetizantes que son mástique de estancamiento de las fórmulas más diferentes, primordialmente a base de las gomas natural o sintética, con los disolventes correspondientes. Para las empaquetaduras que trabajan a altas temperaturas, se usan mástiques resistentes al calor, por ejemplo, silicato de etilo, esmaltes de siloxano, etc.


Fig. 306. Estancamiento de un racor enroscado con una junta armada

Las juntas de materiales blandos, una vez empleadas, deben sustituirse.

Las uniones que se desarman rara vez se estancan con materiales que se aplastan, a saber: hilo de algodón cocido en aceite; hilos y cordones de goma; cordones de amianto impregnados de grasa; alambre de plomo, aluminio o cobre rojo recocido. Los dos últimos procedimientos se usan para las uniones que trabajan a altas temperaturas.

Las juntas de materiales blandos se usan para las uniones que se aprietan con pernos, espárragos, etc., cuando la junta en el proceso de apriete sufre sólo compresión. Las juntas que durante el apriete se desplazan (por ejemplo, empaquetaduras colocadas debajo de racores y tapones que se enroscan) se fabrican de materiales más resistentes y duros, por ejemplo, fibra, plomo y cobre rojo recocido.

Se emplean también juntas armadas que se componen de un material elástico (goma, plástico, amianto, etc.) comprendido en una envoltura de metal blando (cobre, latón). Las variedades de estas juntas se muestran en la fig. 305, *I* a *VI*.

En la fig. 306 se da un ejemplo de cómo se emplea una junta armada para estancar un racor enroscado. Las juntas de este tipo pueden usarse muchas veces.

Colocación de las juntas. Las juntas deben fijarse respecto a las superficies a estancar y apretarse por toda la superficie.

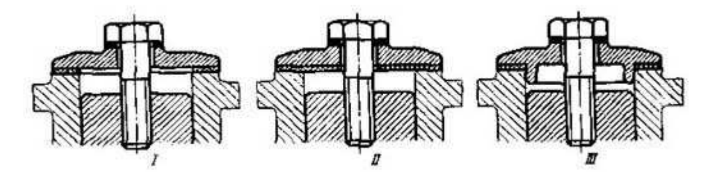


Fig. 307. Procedimientos para colocar las juntas
I y *II*—incorrecto; *III*—correcto

Los errores típicos en la colocación de las juntas se presentan en la fig. 307. En la estructura de la fig. 307, *I* la junta no está fijada en dirección radial y puede desplazarse al colocarla y expulsarse durante el apriete. El centrado de la junta según el vástago del perno de apriete (fig. 307, *II*) no produce el efecto deseable, ya que el centrado se realiza a ciegas, después de colocar la junta y la tapa; una parte considerable de la junta está suspendida y no se aprieta por las superficies a estancar.

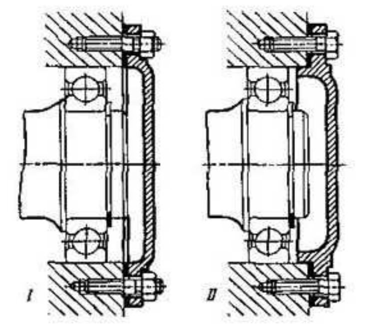


Fig. 308. Procedimientos para fijar las juntas

Una estructura correcta se muestra en la fig. 307, *III*. Aquí la junta está centrada en la tapa por medio de su reborde que la asegura contra su expulsión hacia dentro.

En las uniones montadas sobre espárragos (fig. 308, *I*) se admite centrar la junta por los vástagos de los espárragos; durante el montaje la junta se asienta en los espárragos y se aprieta mediante la pieza que se fija, por ejemplo, la tapa. En las uniones con ayuda

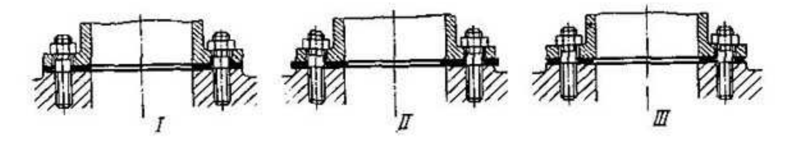


Fig. 309. Determinación de las dimensiones radiales de las juntas

de tornillos enroscados es mas correcto introducir un reborde centrador (fig. 308, *II*); en el caso dado la junta se coloca sobre la tapa, se hace que coincidan los orificios en ésta y la junta con la tapa se pone en el cuerpo.

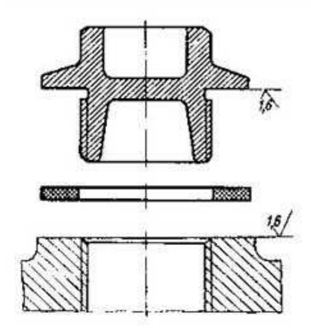


Fig. 310. Determinación de la rugosidad de las superficies a estancar

Es necesario tomar en consideración que las juntas, sobre todo, las de espesor considerable, se deforman en el curso de apriete. Si a la junta se le atribuyen las dimensiones que corresponden a las nominales de las superficies a estancar (fig. 309, *I*), entonces durante el apriete la junta sobresale al exterior lo que empeora el aspecto de la unión, y al interior, lo que, cuando se trata de tuberías y canales, puede reducir sensiblemente su sección de paso (fig. 309, *II*).

En casos semejantes es correcto hacer la dimensión exterior de la junta algo menor (0,5 . . . 1 mm) y la interior, algo mayor que las dimensiones nominales (fig. 309, *III*) de tal modo que los bordes de la junta después del apriete coincidan con los bordes de las superficies a estancar.

La rugosidad *Ra* no debe ser mayor que 1,6 μ (fig. 310), ya que de lo contrario es muy difícil obtener la estanqueidad en la unión.

ESTANCAMIENTO DE LAS UNIONES RÍGIDAS

El estancamiento con juntas de materiales blandos siempre está vinculado con un cambio mayor o menor de la distancia entre las piezas a estancar. En la construcción de maquinaria frecuentemente surge el problema del estancamiento de las uniones de tipo «metal por metal», guardando la posición mutua precisa entre las piezas básicas que contienen apoyos de deslizamiento o de rodadura, etc.

El problema de estancar uniones rígidas de este tipo se resuelve mediante varios procedimientos. Las uniones que no se desarman o que se desarman rara vez se estancan por medio de los compuestos hermetizantes, por ejemplo, bakelita, blancos, minio, vidrio soluble, etc.

La industria soviética produce un amplio surtido de compuestos hermetizantes destinados para trabajar en las más diferentes uniones. A ellos se refieren:

1) compuesto hermetizante У — 30 M a base de caucho de tiocol; es resistente al aceite, gasolina y agua, se caracteriza por su alta estanqueidad a los gases; su gama de temperaturas de trabajo es de —50 a +130° C; posee pequeña adhesión al metal;

2) compuesto hermetizante ВТУР a base del tiocol con diisocianato; es resistente al aceite, gasolina y agua; su gama de temperaturas de trabajo es de —50 a +130° C; tiene alta adhesión al metal;

3) compuesto hermetizante ВГХ-180 que es una mezcla de resina de fenolformaldehido con caucho natural; es resistente al aceite y agua; su gama de temperaturas de trabajo es de —50 a +130° C; posee alta adhesión al metal; se hincha bajo la acción de la gasolina y el keroseno;

4) compuesto hermetizante 5Ф-13 que es una mezcla de caucho fluorado con resina epoxídica ЭД-6; es resistente a la gasolina, aceite y agua; su gama de temperaturas de trabajo es de —50 a +200° C; posee una adhesión al metal no alta;

5) compuestos hermetizantes ВИКСИНТ У-1-18 y ВМТ-1 a base de polisiloxanos; son resistentes al aceite y agua; son resistentes al calor hasta de +300° C; en benceno y keroseno se hinchan; tienen una adhesión al metal no alta.

Los compuestos hermetizantes se producen en forma de pastas y lacas. Se aplican a las superficies a estancar regándolas, con una brocha o una espátula. Una película hermetizante estable se forma, en promedio, después de cinco o seis días.

Para las uniones que trabajan a temperaturas especialmente altas se usan esmaltes de siloxano (cauchos masticados de silicona con relleno metálico pulverulento de Al o Zn), que soportan la temperatura hasta de 800° C.

Durante el apriete el exceso del compuesto hermetizante se exprime; en la unión queda una película fina (cuyo espesor constituye varias micras o centésimas de milímetro) que prácticamente no influye en la precisión de la disposición mutua de las piezas a unir.

Las uniones que se arman sobre los compuestos hermetizantes, con dificultad se someten al desarme, sobre todo después de funcionar a altas temperaturas. En estas uniones es necesario prever dispositivos extractores especiales.

Las **uniones** desmontables de precisión especial del tipo **«metal por metal»** se estancan mediante un maquinado plano fino: esmerilado o rasqueteado.

Al *esmerilado* se someten las superficies de separación previamente maquinadas en fino cepillándolas con cuchilla de filo ancho, fresado fino o rectificado. El esmerilado se realiza sobre planchas de esmerilar fabricadas de hierro fundido o vidrio especial (pyrex) con superficies maquinadas con precisión. El artículo se aprieta contra la plancha de esmerilar a la que se comunica movimiento circular de pequeña amplitud.

El esmerilado se realiza con empleo de diversos materiales de esmerilar. Con la mayor frecuencia se usan polvo de vidrio, polvos de carborundo (carburo de silicio), corindón (alúmina cristalina), carburo de boro, polvo de diamantes (para metales duros). En calidad de engrase se usan aceite para máquinas, keroseno, ácidos grasos.

Al principio el esmerilado se realiza empleando polvos de bruñir con dimensión del grano no más de 100 μ, luego se pasa a los polvos microscópicos. El acabado definitivo se efectúa utilizando la pasta ГОИ, compuesta fundamentalmente de óxido crómico con adición de sustancias de trabazón y lubricantes (estearina, keroseno, ácido oleico, etc.). A veces se realiza el esmerilado de las superficies a unir directamente una con otra.

El esmerilado es un proceso laborioso y caro por lo que sólo se utiliza para uniones de especial responsabilidad. En la actualidad el proceso de esmerilado se mecaniza. En algunos casos es posible sustituir el esmerilado por los métodos eficaces de cepillado y fresado fino.

Normalmente el *raspado* se lleva a cabo en el orden siguiente. Al principio se raspa según planchas un plano de separación hasta obtener de dos a cinco manchas de contacto en 1 cm². El plano raspado según una plancha se cubre con una capa fina de pintura (azul), luego en éste se coloca la pieza a unir, mediante movimientos circulares ligeros se transmite a esta última la pintura y, valiéndose de raspadores, se eliminan las huellas de pintura. Esta operación se repite muchas veces hasta obtener la precisión necesaria de contacto. El raspado es un proceso muy laborioso y en la producción en serie se usa rara vez.

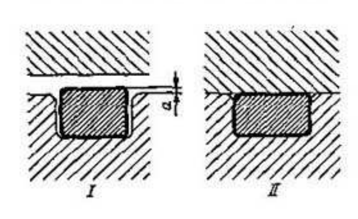


Fig. 311. Estancamiento de las juntas «metal por metal» con empaquetaduras:
I y *II*—posición antes y después del montaje

Las superficies esmeriladas o raspadas se cubren durante el montaje con una capa fina de mástique hermetizante. Los mástiques se preparan las más de las veces de pintura finamente triturada, diluida en aceite cocido (albayalde, minio, ocre, etc.), polvo de hierro o grafito argentado con aceite. Se usa también la suspensión de grafito coloidal en aceite. A veces la superficies a unir se frotan en seco con grafito argentado.

Para el estancamiento seguro de las uniones del tipo «metal por metal» se requiere una rigidez elevada de las bridas y una ubicación frecuente de los pernos de apriete.

Otro procedimiento empleado para estancar las uniones rígidas consiste en colocar en las superficies de conjugación **juntas elásticas embutidas** de sección rectangular o circular. Estas juntas se sitúan en ranuras practicadas por toda la periferia del empalme. En estado libre la junta sobresale de la superficie de empalme en una magnitud estrictamente determinada *a* (fig. 311, *I*), que depende del material de la junta y la fuerza deseable de estancamiento. En el proceso de apriete las superficies de empalme se aproximan hasta que entren

en contacto, entonces el material de la junta se deforma elástica o plásticamente, efectuando el estancamiento de las superficies (fig. 311, *II*).

Para aumentar la estanqueidad en las superficies a estancar se abren pequeñas ranuras (fig. 312) a las que penetra el material deformado de la junta. Con el mismo fin ésta se hace nervada (fig. 313).

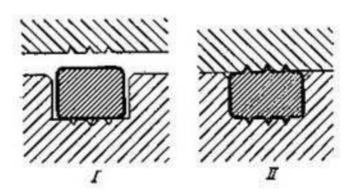


Fig. 312. Estancamiento de las juntas «metal por metal» con muescas pequeñas:

I y *II*—posición antes y después del montaje

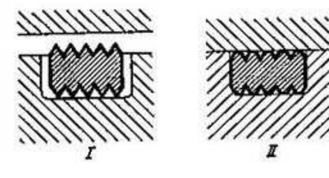


Fig. 313. Estancamiento de las juntas «metal por metal» con empaquetadura acostillada:

I y *II*—posición antes y después del montaje

Al apretar, las crestas se aplastan, formando una serie de muescas que actúan de modo semejante a la empaquetadura de laberinto.

La sección de la ranura debe ser mayor que la de la junta para no molestar a la deformación de ésta.

El material de junta se elige en función de las condiciones de trabajo de la unión. Para los empalmes que trabajan en condiciones

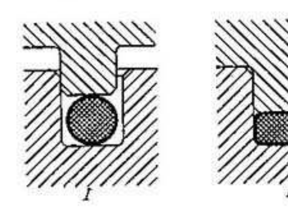


Fig. 314. Estancamiento de las juntas «metal por metal» (para las bridas circulares):

I y *II*—posición antes y después del montaje

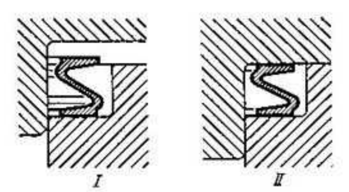


Fig. 315. Estancamiento de una junta mediante un anillo ondulado:

I y *II*—posición antes y después del montaje

normales se usan goma y plásticos; para los empalmes que trabajan a temperaturas elevadas se emplean metales plásticos: plomo, aluminio, cobre rojo recocido, etc. Un estancamiento bueno aseguran las juntas de cobre rojo con recubrimiento galvánico de cadmio.

En la fig. 314 se muestra una empaquetadura obtenida con ayuda de una junta elástica colocada en un espacio cerrado formado por

una ranura en una de las superficies y un saliente en la otra. Este procedimiento se usa primordialmente para bridas circulares en las que tanto las ranuras, como los salientes pueden obtenerse mediante el torneado con el grado de precisión necesario.

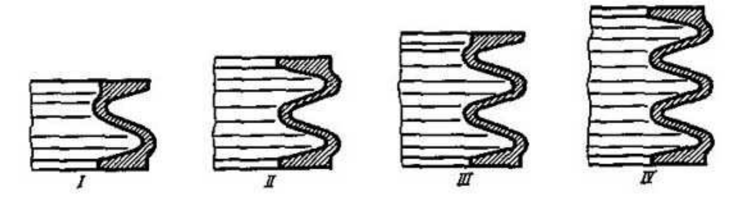


Fig. 316. Anillos ondulados:
I—de semionda; *II*—de onda entera; *III*—de onda y media; *IV*—de dos ondas

Las bridas circulares se estancan también con ayuda de anillos metálicos elásticos (fig. 315) que tienen las más de las veces sección en Z (los así llamados *anillos ondulados*). Las formas de los anillos ondulados se muestran (en orden de elasticidad creciente) en la fig. 316.

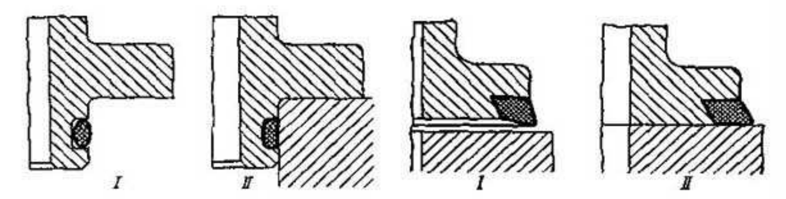


Fig. 317. Estancamiento de las juntas «metal por metal» mediante cordones de material elástico:
I y *II*—posición antes y después del montaje

Fig. 318. Estancamiento de las juntas «metal por metal» mediante empaquetaduras periféricas:
I y *II*—posición antes y después del montaje

Las bridas circulares con rebordes centradores se estancan con cordones de materiales elásticos (goma, productos sintéticos) que se colocan en ranuras practicadas en el reborde (fig. 317). Con esta ubicación en el empalme se asegura el contacto puro «metal por metal». Este procedimiento se emplea sólo para las uniones «frías».

En la fig. 318 se expone el procedimiento donde la junta se coloca en una ranura abierta en la periferia del empalme. La ventaja de este método consiste en que la empaquetadura protege la unión contra acciones exteriores y previene la corrosión de las superficies metálicas del empalme. Los ejemplos que muestran la colocación de juntas periféricas, se dan en la fig. 319, *I* y *II*.

Hay casos en los que resulta necesario en las uniones «metal por metal estancar orificios y canales redondos que sirven, por ejemplo, para suministrar el aceite lubricante, trasegar el líquido refrigerador, etc.

En la fig. 320 se muestra la empaquetadura del canal de aceite en un cojinete. Aquí no se permite el empleo de una junta blanda

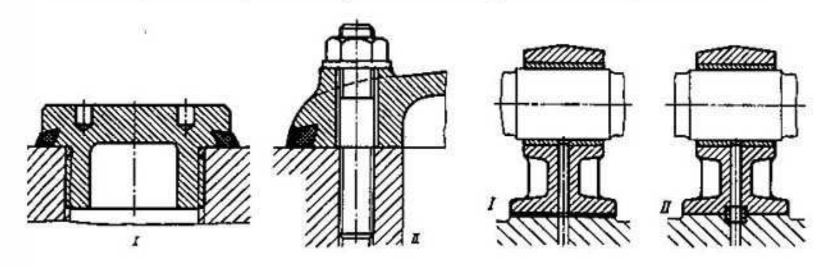


Fig. 319. Ejemplos que muestran estancamientos con empaquetaduras periféricas

Fig. 320. Empaquetadura del canal de aceite en un cojinete: *I*—incorrecto; *II*—correcto

(fig. 320, *I*) ya que durante el apriete varía la posición del árbol respecto a las piezas adyacentes. Por ejemplo, si el árbol se pone en movimiento mediante ruedas dentadas, el apriete puede alterar el engranaje correcto entre las ruedas. En estos casos se emplean piezas insertadas de empaquetadura (fig. 320, *II*).

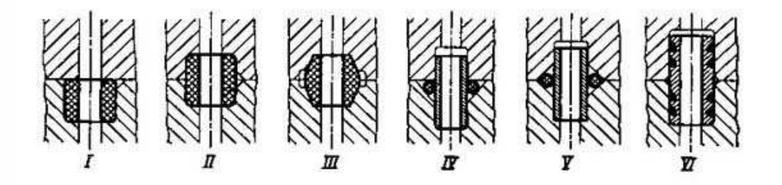


Fig. 321. Piezas intermedias de estancamiento

En la fig. 321, *I* a *III* se exponen piezas insertadas de material elástico (goma, productos plásticos, etc.). El estancamiento se obtiene a costa de presionar las piezas insertadas por los topes (fig. 321, *I* y *II*) o en sentido radial (fig. 321, *III*). A veces se usan piezas insertadas metálicas en forma de casquillos en combinación con elementos de estancamiento (fig. 321, *IV* a *VI*). Las piezas insertadas metálicas pueden usarse también en calidad de clavijas de control.

En la fig. 322 se muestran los procedimientos empleados para estancar las bridas cilíndricas, por ejemplo, las bridas en los cuerpos.

En la fig. 322, *I* se muestra la empaquetadura más simple con ayuda de una junta blanda fabricada de un material en hojas. Las demás empaquetaduras de la fig. 322 se refieren a las juntas empleadas en las uniones del tipo «metal por metal».

En la fig. 322, *II* a *VI* se presentan las empaquetaduras realizadas con ayuda de un cordón de un material elástico (goma, plásticos)

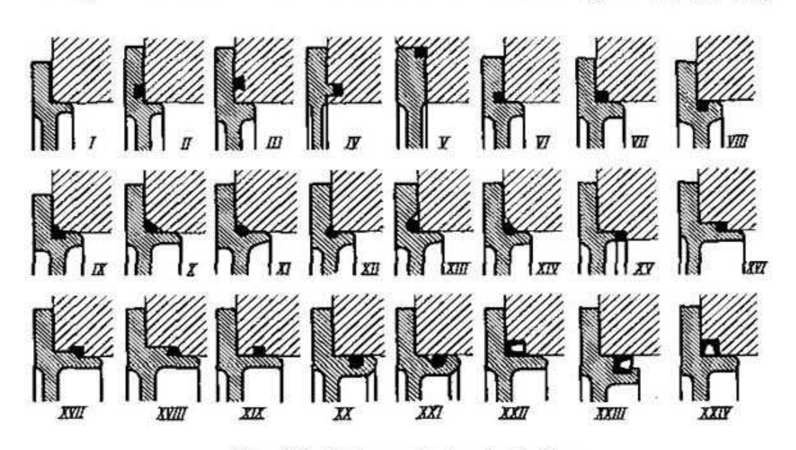


Fig. 322. Estancamiento de bridas

que se coloca en la ranura abierta en el tope de la brida o del cuerpo. Las empaquetaduras frontales de esta índole obligan a distanciar entre sí los pernos de sujeción en la dirección radial y, por lo tanto, aumentar las dimensiones radiales de la brida; además las empaquetaduras frontales que se hallan en canales practicadas en cuerpo de la brida, la debilitan. En este sentido son mejor las empaquetaduras angulares (fig. 322, *VII* a *XIV*). Las más cómodas son las estructuras en las que el cordón para estancar se introduce en una ranura abierta en el cuerpo de la brida, formando con ésta durante el montaje una pieza íntegra (fig. 322, *VIII*, *IX*, *XI*, *XII* y *XIV*).

Las empaquetaduras de la fig. 322, *X*, *XI* y *XIV* están calculadas para presión elevada en la cavidad a estancar y se basan en el efecto de manguito; la presión en la cavidad a estancar, al obligar que el cordón se desplace hacia el espacio que se estrecha de las ranuras, aumenta la fuerza con que el cordón se aprieta contra las superficies a estancar.

En la fig. 322, *XV* a *XVIII* se muestran las empaquetaduras con apriete entre los topes del cordón colocado en un espacio anular entre la brida y el cuerpo. En la estructura de la fig. 322, *XV* existe peligro de que la junta se expulse de la ranura circular. Esta estructura requiere que se empleen juntas de empaquetadura rígidas.

En la fig. 322, *XIX* a *XXI* se exponen empaquetaduras radiales: el cordón se coloca en la ranura circular practicada en el torneado centrador de la brida o en el cuerpo; el estancamiento se realiza debido a la deformación radial del cordón al instalar la brida. Desde el punto de vista de montaje son más cómodas las estructuras donde el cordón se sitúa en la ranura abierta en la brida. En la estructura de la fig. 322, *XXI* la ranura para el cordón se hizo inclinada lo que atribuye a la empaquetadura la propiedad de manguito. La fig. 322, *XXII* a *XXIV* ofrece las empaquetaduras de tipo puramente de manguito que se emplean en bridas de grandes dimensiones.

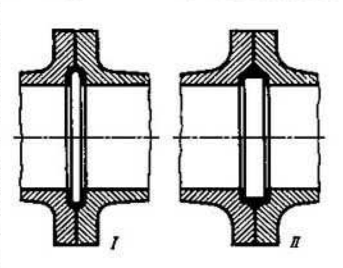


Fig. 323. Empaquetaduras de manguito en las juntas de las tuberías

En la fig. 323, *I* y *II* se muestran las empaquetaduras de manguito que se usan en las uniones de tuberías.

ESTANCAMIENTO DE LAS UNIONES ROSCADAS

En la fig. 324 se presentan los procedimientos aplicados para estancar las uniones roscadas de gran diámetro con ayuda de juntas y cordones circulares. Ya que al enroscar estas uniones las juntas se someten al esfuerzo de desplazamiento, el material de las juntas debe tener una dureza elevada.

En la fig. 324, *I* a *VI* se muestran los procedimientos usados para realizar la empaquetadura angular con un cordón que se coloca en la ranura circular practicada en el cuerpo de la tuerca; en la fig. 324, *VII* a *XI* se exponen los procedimientos de estancamiento al apretar el cordón con tope en el espacio cerrado anular entre la tuerca y el cuerpo; en la fig. 324, *XII* a *XV* se presentan los métodos de estancamiento radial con ayuda de un cordón que se sitúa en la ranura circular practicada en la tuerca o en el cuerpo.

Estancamiento de las piezas enroscadas. El procedimiento más simple empleado para estancar las piezas enroscadas (racores, tapones) consiste en cubrir las espiras de la rosca con compuestos hermetizantes. Sin embargo, al usar este método, se dificulta el desenrosque de las piezas debido a la «adhesión» de la mástique hermetizante a la rosca después de pasar cierto período de explotación.

No se recomienda la operación que a veces se practica (sobre todo durante la reparación), cuando sobre las últimas espiras (más próximas al tope de la pieza enroscada) se enrollan «adicionalmente» hilos impregnados de minio diluido en aceite, etc.

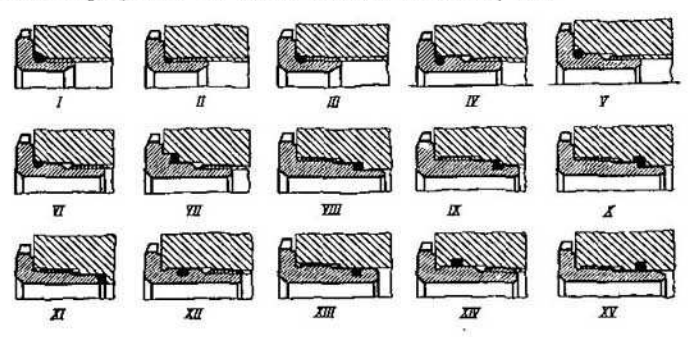


Fig. 324. Estancamiento de uniones roscadas

En la fig. 325 se exponen los procedimientos usados para estancar piezas enroscadas con juntas elásticas. En la estructura de la fig. 325, *I* la junta está sometida a la acción de la fuerza total de apriete.

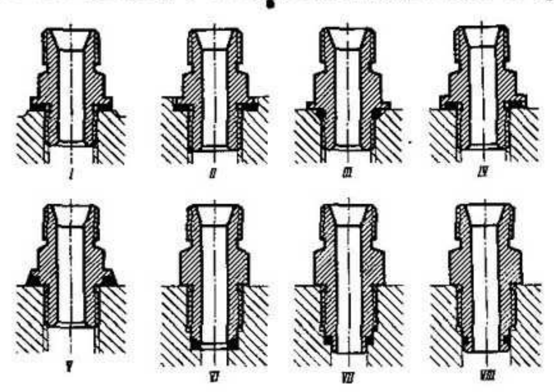


Fig. 325. Estancamiento de piezas enroscadas con empaquetaduras elásticas

Para eliminar que la junta sea aplastada, es necesario fabricarla de un material duro o semiduro, armarla o limitar la fuerza de apriete.

En la estructura de la fig. 325, *II* la junta se encuentra en un espacio cerrado formado por un torneado en el cuerpo. El material

de junta puede sólo fluir hacia la rosca, lo que mejora las condiciones de estancamiento.

En la estructura de la fig. 325, *III* a *V* el estancamiento se obtiene como resultado de que la empaquetadura se deforma, al apretar la pieza, contra la cara rígida hasta el tope y se determina por la diferencia entre las alturas de la junta y la ranura para ésta.

En la fig. 325, *VI*, *VII* se muestran los procedimientos usados para el estancamiento por el tope interior de la pieza. Igual que en los casos precedentes el apriete se realiza hasta que el tope de la pieza choque con el cuerpo. En la estructura de la fig. 325, *VII* la empaquetadura se coloca en un espacio anular cerrado y no puede expulsarse durante el apriete de modo semejante a la estructura mostrada en la fig. 325, *VI*. El apriete de la pieza es posible contra la junta o hasta el tope rígido; en el último caso el volumen del espacio anular debe ser mayor que el volumen de la junta. La fuerza de estancamiento se determina por la diferencia entre las alturas de la junta y el espacio anular (cuando la pieza está completamente apretada).

En la estructura de la fig. 325, *VIII* la empaquetadura se encuentra en una ranura radial en el vástago de la pieza y se desplaza libremente respecto al cuerpo durante el apriete. La fuerza de estancamiento se determina por la magnitud en que sobresale la junta de la ranura en estado libre.

En la fig. 326 se muestran los procedimientos aplicados para estancar las piezas enroscadas sin emplear juntas o usando elementos hermetizantes metálicos. La rosca cónica (fig. 326, *I*) asegura una estanqueidad completa de la unión, sobre todo si el cuerpo está fabricado de un metal plástico. Las demás estructuras de empaquetadura expuestas en la fig. 326 se basan en la deformación plástica del material del cuerpo o del material de la pieza enroscada. Pueden usarse para las uniones no desarmables o las que se desarman rara vez.

En la fig. 326, *II* y *III* se muestran procedimientos de estancamiento mediante crestas anulares agudas. La cresta se hace en la pieza fabricada del material más duro (en la estructura de la fig. 326, *II* la cresta se encuentra en el cuerpo y en la fig. 326, *III*, en la pieza enroscada) y en el curso de enroscarla esta cresta penetra en el material blando, asegurando el estancamiento. En la fig 326, *IV* y *V* se presentan empaquetaduras análogas con empleo de espigas agudas anulares por separado que se fabrican de acero templado. El material de la pieza enroscada y del cuerpo en el caso dado debe ser más blando que el de la espiga anular.

En la fig. 326, *VI* a *VIII* se muestran procedimientos de estancar basados en la deformación plástica de la rosca en el cuerpo. En la estructura de la fig. 326, *VI* la pieza enroscada tiene rosca que se reduce a cero; al enroscar la pieza las vueltas incompletas del filete aplastan las espiras en el cuerpo, asegurando la estanqueidad de la unión. En la estructura de la fig. 326, *VII* el filete en la pieza enroscada pasa a un cono; al enroscarla el cono aplasta las espiras de entrada del orificio, asegurando el estancamiento y, al mismo tiempo,

reteniendo la unión. En la estructura de la fig. 326, *VIII* desempeña las mismas funciones un sector cilíndrico en el filete de la pieza enroscada. Las uniones de la fig. 326, *VII* y *VIII* son inseparables.

Uniones roscadas ciegas. En la fig. 327 se muestran los procedimientos empleados para estancar las uniones roscadas ciegas de gran diámetro que trabajan a altas temperaturas y grandes presiones

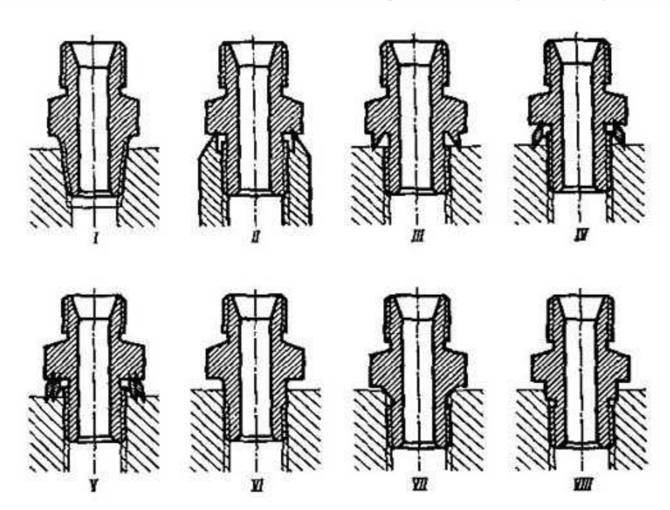


Fig. 326. Estancamiento de piezas enroscadas sin usar piezas intermedias y empleando elementos metálicos

interiores. Las uniones de este tipo se hacen con rosca estrecha y, calentando previamente la pieza exterior o enfriando la interior, éstas se enroscan.

La rosca se hace con alto grado de precisión por medio de fresado o rectificado. Antes de enroscar las piezas el filete se cubre con mástiques hermetizantes. Cuando es necesario mejorar la termotransferencia, en la composición de los mástiques se introducen rellenos metálicos (polvo de aluminio, bronce o cinc).

Además, la estanqueidad se asegura con el empleo de una serie de medidas adicionales: apoyando las piezas a unir directamente contra el tope (fig. 327, *I*) o a través de juntas (fig. 327, *II* y *III*) fabricadas de metales plásticos (plomo, cobre rojo, aluminio); empleando espigas agudas anulares (fig. 327, *IV* a *VI*); asentando sobre torneados cilíndricos maquinados con precisión (fig. 327, *VII* y *VIII*); apretando con un cono (fig. 327, *IX* a *XI*). En la estructura de la fig. 327, *XII* la rosca de la pieza interior en el sector *a* está

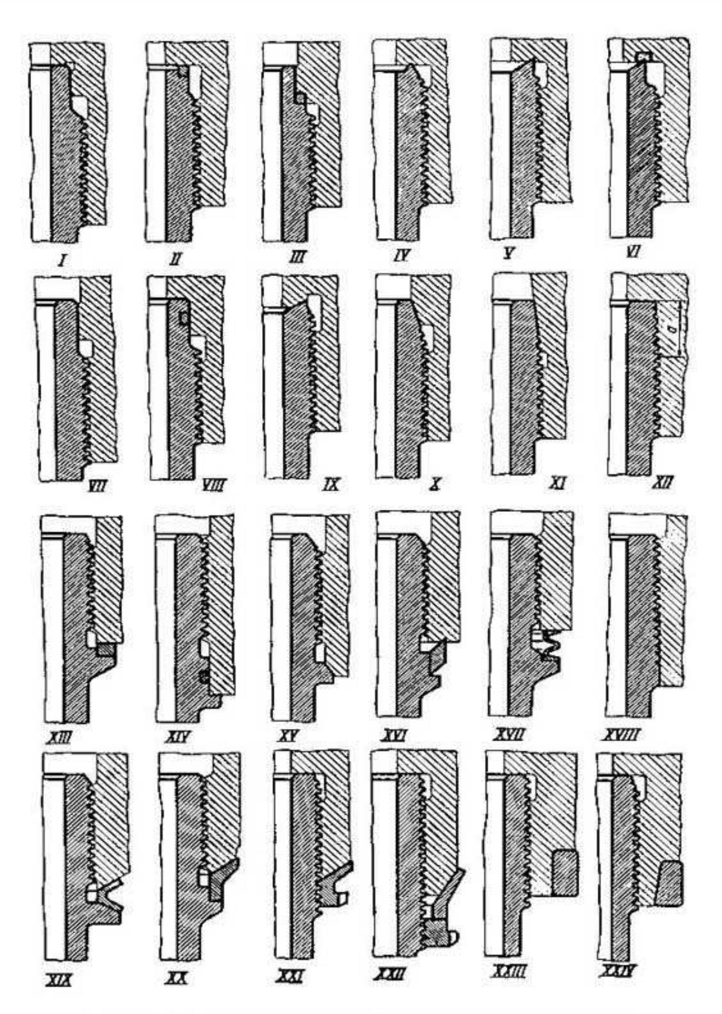


Fig. 327. Estancamiento de las uniones fijas roscadas

tallada en un cono; el sector correspondiente de la pieza exterior es liso. Al enroscar, la pieza interior corta en este sector la rosca.

La seguridad de las empaquetaduras descritas crece si los elementos usados para estancar no se sitúan en el interior de la unión, como se muestra en la fig. 327, *I* a *XII*, donde éstos sufren la acción de la alta presión, sino fuera, donde la presión llega sólo cuando el líquido o los gases estancados se irrumpen a través de las espiras de la rosca; entonces la presión resulta considerablemente debilitada debido a la estrangulación en las espiras de la rosca. En la fig. 327, *XIII* a *XVIII* se exponen estructuras de esta índole con estancamiento obtenido por medio de juntas (fig. 327, *XIII* y *XIV*), conos (fig. 327, *XV*), espigas agudas anulares (fig. 327, *XVI*), anillos de resorte (fig. 327, *XVII*), rosca que se reduce a cero (fig. 327, *XVIII*).

En las estructuras de la fig. 327, *XIX* a *XXII* el estancamiento se logra mediante la compresión de las espiras extremas en la pieza exterior con anillos cónicos y tuercas. En las estructuras de la fig. 327, *XXIII* y *XXIV* la compresión se logra con ayuda de la instalación a presión de casquillos en la pieza exterior. A veces la compresión se realiza apretando la pieza exterior con una abrazadera.

ESTANCAMIENTO DE CIERTAS UNIONES PARA LIQUIDOS

Estancamiento de uniones cilíndricas. En la fig. 328 se muestran algunos procedimientos empleados para estancar uniones cilíndricas que sufren la presión de un líquido (caso de camisas «húmedas» en motores de pistón, de combustión interna, enfriados por líquido).

El tipo más simple de estancamiento consiste en colocar un anillo de goma de sección circular en la ranura de la camisa (fig. 329, *I*). En estado libre el anillo sobresale de la superficie de ésta, pero al introducir la camisa en la camisa refrigerante (exterior), el anillo se comprime y estanca la junta entre las camisas primera y segunda. Para aumentar la fiabilidad de estancamiento se colocan varios anillos en serie (fig. 328, *II*).

Una estructura perfeccionada de esta empaquetadura se muestra en la fig. 328, *III*. Aquí las ranuras tienen biseles orientados en dirección opuesta a la de la presión que ejerce el líquido. Bajo la presión del líquido los anillos se desplazan constantemente hacia la parte que se estrecha de las ranuras y se aprietan contra las superficies a estancar con una fuerza proporcional a la presión. Entre los anillos hay un canal que se comunica por un orificio de drenaje con la atmósfera. En caso de que el líquido irrumpa por el primer anillo éste se evacua afuera a través de los orificios de drenaje; el segundo anillo, libre en el caso dado de la presión, previene la infiltración ulterior del líquido.

Para aumentar la fiabilidad en la parte activa de la empaquetadura se instalan varios anillos (fig. 328, *IV*). Otras formas de ranuras y arandelas se exponen en la fig. 328, *V*. En todos los casos es

necesario que la sección de la ranura sea mayor que la de la arandela, en caso contrario la goma, que es prácticamente un material incompresible (no se debe confundir la compresibilidad y la deformación elástica vinculada con el cambio de la forma de la sección), puede

Fig. 328 Estancamiento de juntas cilíndricas para líquidos

desarrollar fuerzas radiales considerables y provocar la deformación en forma «de corsé» en la camisa en el sector donde se sitúan los anillos.

Para asegurar un apriete estrecho de los anillos contra las paredes de la camisa exterior en el dorso de los anillos se colocan muelles anulares ondulados de dos espiras (fig. 328, *VI*).

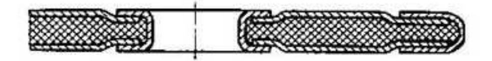


Fig. 329. Pieza junta de amianto y cobre

A veces la empaquetadura se somete a apriete axial. Esto se realiza del modo más sencillo cuando la camisa exterior es desmontable (fig. 328, *VII* y *VIII*). La altura total de los elementos de empaquetadura se hace en esta ocasión algo mayor que la altura de la ranura,

en la magnitud *a*; al apretar, el juego *a* se elimina y en la empaquetadura surge apretura axial.

En las camisas exteriores no desmontables el apriete axial se realiza con ayuda de una tuerca que se enrosca en ella (fig. 328, *IX*) o la camisa interior (fig. 328, *X*).

Para evitar la sobretensión en los anillos de empaquetadura y para mantener constante el huelgo negativo durante la explotación en la unión se introducen otros elementos elásticos en forma de anillos cónicos de resorte (fig. 328, *XI*) o muelles anulares ondulados de sección circular (fig. 328, *XII*).

Estancamiento de uniones planas. En la construcción de maquinaria frecuentemente resulta necesario estancar uniones de cavidades que contienen líquidos y que se comunican entre sí a través de ventanas de configuración complicada o agujeros redondos. Estas se estancan con empaquetaduras en forma de chapa fabricadas de materiales elásticos. Los empalmes que sufren la acción de presiones y temperaturas altas (por ejemplo, en las culatas de cilindros de los motores de combustión interna con bloques de camisas refrigerantes) se estancan mediante juntas armadas fabricadas de amianto.

Se emplean dos tipos principales de juntas: con armadura interior y exterior. Las del primer tipo se componen de amianto impregnado de un ligante termorresistente que se coloca a presión sobre una armadura hecha de una red de alambre de cobre o latón que atribuye a las juntas la resistencia mecánica y la rigidez requeridas. Las empaquetaduras del segundo tipo están formadas por un compuesto de amianto incluido en una envoltura de chapas finas de cobre rojo o de hierro plástico. Los bordes exteriores de la junta así como los bordes de todas las ventanas y orificios se rebordean con tiras del mismo material (fig. 329).

ESTANCAMIENTO DE SUPERFICIES CILÍNDRICAS

Las uniones cilíndricas que se montan ajustándolas con huelgo negativo, como regla, no necesitan estancamiento; el huelgo negativo por sí mismo estanca con seguridad la unión, incluso cuando hay una diferencia de presiones considerable. Es preciso estancar las uniones que se montan con ajustes centradores y con ajustes que tienen juego, cuando éstas se someten a presión o trabajan bajo la carga de una columna de líquido. Por ejemplo, en las uniones de los émbolos con los vástagos el estancamiento se logra colocando juntas frontales (fig. 330, *I* y *II*) o poniendo anillos de material elástico en las superficies cilíndricas de la unión (fig. 330, *III*). Al estancar árboles verticales, para evitar que el aceite se infiltre al exterior, desde la cavidad hermetizada a través de la holgura existente entre el árbol y el casquillo que aprieta el cojinete de bolas, el casquillo espaciador se estanca con ayuda de juntas frontales (fig. 331, *I* y *II*) o anillos de un material plástico que se colocan en la superficie cilíndrica del árbol, en el sector donde el árbol se conjuga con el casquillo (fig. 331,

III). También se recurre a los anillos para estancar otras partes de la unión, cuando no hay posibilidad de usar juntas frontales.

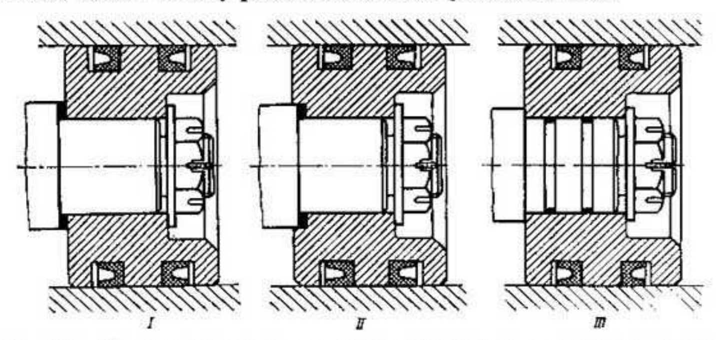


Fig. 330. Estancamiento de las superficies cilíndricas de asentamiento (unión del vástago con el émbolo)

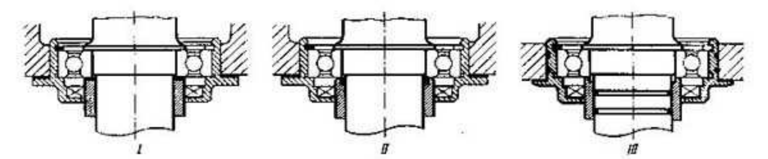


Fig. 331. Estancamiento de superficies cilíndricas de asentamiento (árbol vertical)

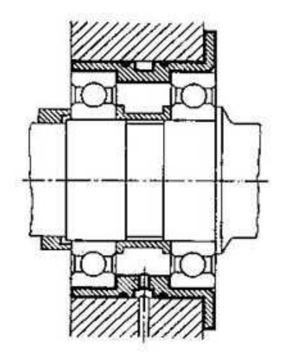


Fig. 332. Estancamiento de un canal de aceite, mediante arandelas de goma

En la fig. 332 se muestra cómo se aplican las arandelas de goma para estancar la camisa de los cojinetes de rodadura en el sector en el que se suministra el engrase.

ESTANCAMIENTO DE TAPAS FÁCILMENTE DESMONTABLES

El estancamiento de las tapas fácilmente desmontables, por ejemplo, tapas en agujeros de inspección, puertas abatibles que se colocan en bisagras, charnelas, etc., tiene ciertas particularidades. En este caso la fuerza de apriete normalmente no es grande; la sujeción (sobre todo en las puertas abatibles) no es uniforme. Tales tapas se estancan en general con juntas gruesas fabricadas de materiales blandos que se comprimen con facilidad (goma blanda, plásticos,

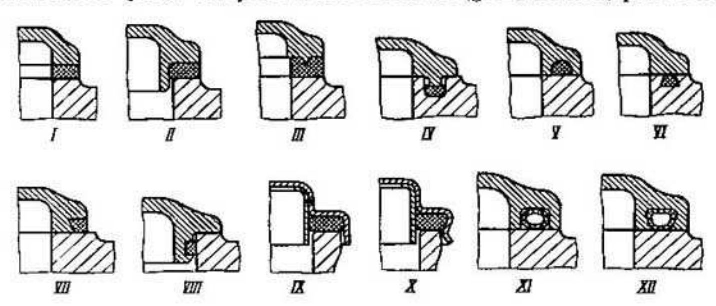


Fig. 333. Estancamiento de las tapas fácilmente desmontables y abatibles

corcho). Para que el uso sea cómodo la empaquetadura se fija en una de las piezas a unir mediante la vulcanización, con cola u otros procedimientos mecánicos.

Los procedimientos usados para estancar las tapas fácilmente desmontables se presentan en la fig. 333. En las estructuras de la fig. 333, *I* y *II* el estancamiento se logra colocando una junta gruesa de goma suave que se fija en la tapa mediante la vulcanización. En la estructura de la fig. 333, *III* y *IV* la empaquetadura se sujeta en el cuerpo. Para aumentar la fiabilidad de estancamiento las tapas llevan pestañas que en las piezas redondas se tornean y en las tapas fundidas de configuración complicada, se producen por colada en coquilla. En las estructuras de la fig. 333, *V* a *VIII* el estancamiento se obtiene al introducir en ranuras frontales o laterales un cordón de goma.

En la fig. 333, *IX* y *X* se muestran tapas estampadas. En este caso las empaquetaduras se fijan en el reborde soldado en la tapa. En la fig. 333, *XI* y *XII* se muestran empaquetaduras de elevada elasticidad compuestas de un tubo hueco de goma que contiene aire a presión.

GOMA COMO MATERIAL DE EMPAQUETADURA

Para estancar se emplea casi siempre la goma fabricada a base de cauchos sintéticos que poseen, a diferencia de los naturales, una alta resistencia al aceite, gasolina y keroseno y que superan considerable-

mente los cauchos naturales en lo que se refiere a la estabilidad química, a la resistencia a la luz y a la temperatura.

El uso más amplio encontraron los cauchos de cloropreno, de butadieno-sódico, de butadieno-estirol y de acrilonitrilo. Para las uniones que trabajan a temperaturas elevadas, se emplean cauchos de silicona que soportan la temperatura hasta de 300° C.

La goma posee excelentes propiedades de estancamiento debido a su alta elasticidad, compresibilidad y capacidad de penetrar en cavidades y rugosidades diminutos en las superficies a estancar.

La goma como material en hojas para juntas se usa rara vez, puesto que se expulsa fácilmente bajo la acción del esfuerzo de apriete. La goma se emplea ampliamente para empaquetaduras cuando la

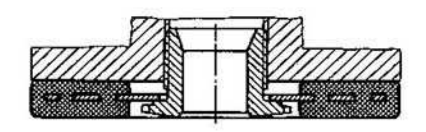


Fig. 334. Bloque de empaquetadura de goma armada

fuerza de apriete se determina por la elasticidad de la misma goma (en forma de cordones que se colocan en ranuras, etc.). La goma en hojas se usa sólo en los casos cuando la fuerza de apriete no es grande, por ejemplo, para estancar las válvulas de platillo cargadas por muelles.

Ciertas dificultades provoca la fijación de la goma en la pieza que se estanca debido a la propiedad de la goma en hojas a formar fácilmente pliegues. El procedimiento que permite eliminar este defecto y, al mismo tiempo, obtener una fijación segura de la hoja de goma, consiste en armar la goma. Las piezas para estancar de este tipo se forman a presión a la que se somete una chapa metálica que lleva orificios dispuestos al tresbolillo. La penetración de la goma en los agujeros, asegura un enlace resistente entre la goma y la chapa.

Para aumentar la adhesión entre la goma y el metal en la superficie de este último se aplica una capa de latón de un espesor de algunas centésimas de milímetro. La chapa metálica se cubre con cola de caucho, se coloca dentro de una mezcla de caucho y se somete al prensado y vulcanización simultáneos a la temperatura de 140 ... 150° C y la presión de 20 ... 30 kgf/cm². Por este procedimiento se obtienen piezas rígidas para estancar que poseen todas las propiedades positivas de la goma.

Un disco circular de este tipo se expone en la fig. 334. La pieza compuesta está apretada contra la pieza a estancar mediante el tornillo central que se apoya sobre los bordes de la chapa metálica que salen fuera de los límites de la arandela de goma.

En la fig. 335 se muestran las válvulas de platillo con empaquetaduras de caucho. Este se fija a la superficie metálica con ayuda de la vulcanización o con cola (fig. 335, *I*). Para pegar la goma al metal se usan las colas de butadieno-estirol, de neopreno, de siloxano, así como las colas a base de los epóxidos modificados.

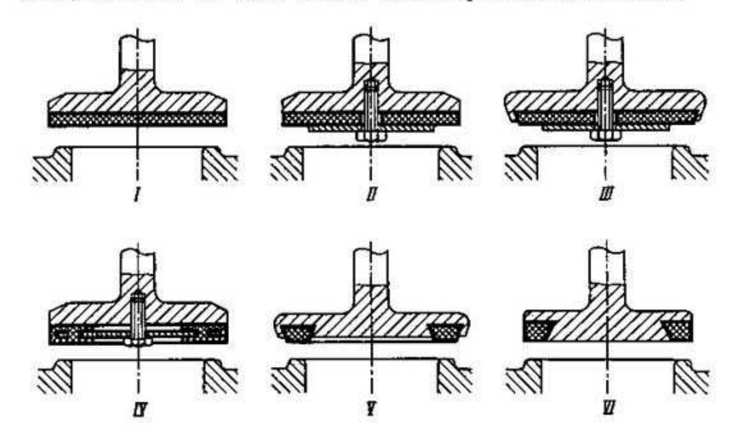


Fig. 335. Procedimientos para fijar la goma a las piezas metálicas (válvula con estancamiento de goma)

En la fig. 335, *II* a *VI* se exponen los procedimientos mecánicos que se usan para la fijación. El primer procedimiento donde para la fijación se usa una arandela metálica (fig. 335, *II*) tiene la inconveniencia de que durante el apriete los bordes del disco de goma pueden apartarse del metal. En la estructura de la fig. 335, *III* este defecto se elimina al introducir los bordes del disco de goma en una ranura inclinada. En la fig. 335, *IV* se muestra el método de fijación según el esquema de la fig. 334. En la estructura de la fig. 335, *V* la arandela de goma se introduce en una ranura del tipo de «cola de milano». En la estructura de la fig. 335, *VI* el anillo se coloca con huelgo negativo en la ranura abierta practicada en la periferia de la válvula.

4. Muelles

Por su estructura los muelles se dividen en los grupos siguientes: espirales (helicoidales), de disco, anulares y de hojas. Tienen el uso más amplio los muelles espirales que se enrollan de alambre cuya

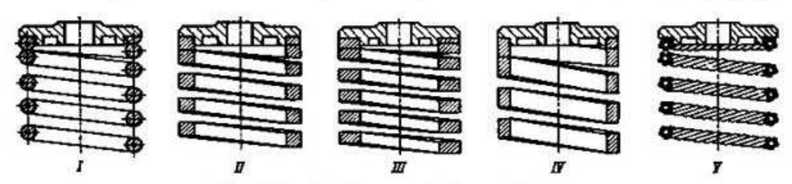


Fig. 336. Muelles espirales cilíndricos

sección en la mayoría de los casos es redonda (fig. 336, *I*), a veces cuadrada (fig. 336, *II*) o rectangular (fig. 336, *III*,*IV*), o bien de cables (fig. 336,*V*) trenzados con varias almas (muelles de almas mútliples).

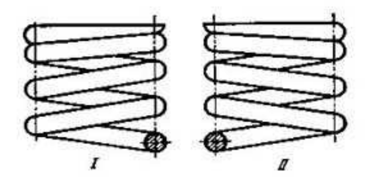


Fig. 337. Muelles de enrollamiento derecho (*I*) e izquierdo (*II*)

Según su destinación los muelles espirales se dividen en los de compresión, de tracción y de torsión.

Suelen usarse los muelles tanto de enrollamiento derecho, como izquierdo (fig. 337). Para los muelles de compresión y tracción la dirección de enrollamiento no tiene importancia. Los muelles de disco y de anillo se usan sólo en calidad de muelles de compresión.

Los muelles se fabrican de aceros al carbono y aleados con contenido de carbono de 0,5 . . . 1,1%. De aceros al carbono se producen los muelles con diámetro del alambre hasta de 10 mm; de aceros aleados se elaboran los muelles que trabajan a altas tensiones o temperaturas, así como los muelles con grandes secciones del alambre (diámetro de 20 a 30 mm) para asegurar el temple por toda la sección.

La adición de silicio (hasta el 2%) eleva las cualidades elásticas del acero y la resistencia a las cargas de impacto repetidas. El vanadio (0,1 . . . 0,2%) y el tungsteno (hasta el 1,2%) se introducen para elevar las propiedades mecánicas y la estabilidad térmica. Para los muelles de alta responsabilidad se emplean aceros al tungs-

2. Propiedades mecánicas de los materiales que se usan para fabricar los muelles

Material	Marca	Resistencia a la tracción σ_r, kgf/mm²	Resistencia a la torsión τ, kgf/mm²	Alargamiento relativo, δ, %
Aceros al carbono	65	100	80	9
	70	105	85	8
	75	100	90	7
	85	115	100	6
Cuerda de piano	—	200—300	120—300	2—3
Laminado en frío	Н	100—180	60—100	
	П	120—220	70—130	
	В	140—280	80—160	
Aceros al manganeso	65Г	70	40	8
Acero al cromo-vanadio	55ГС	65	35	10
	50ХФА	130	110	
Acero resistente a la corrosión	40X13	110	80	12
Acero al silicio	55C2			6
	60C2A	130	120	5
	70C3A	180	160	
Aceros al cromo-manganeso	5ХГ		110	5
	50ХГА	130	120	6
Acero al níquel-silicio	60C2H2A	180	160	
Acero al cromo-silicio-vanadio	60C2XФA			5
Acero al tungsteno-silicio	65C2BA	190	170	

teno-silicio y al cromo-silicio-vanadio que poseen las más altas propiedades mecánicas.

Los muelles que trabajan a temperaturas elevadas, se fabrican de los aceros al cromo-vanadio tipo 50XΦA (con estabilidad térmica hasta de 300 °C) de los aceros al volframio-silicio tipo 65C2BA (hasta 350° C) y del acero 40X13 (hasta 450° C).

Para los muelles que trabajan a temperaturas superiores a 500° C se utilizan aceros especiales con elevado contenido de Cr, V, Mo, W.

En la tabla 2 se aducen los materiales principales que se usan para fabricar los muelles y sus propiedades mecánicas después del tratamiento térmico. El módulo de elasticidad de los aceros para muelles es $E = (2{,}1 \ldots 2{,}2) \times \times 10^4$ kgf/mm²; el módulo de deslizamiento es $G = (7{,}6 \ldots \ldots 8{,}2) \cdot 10^3$ kgf/mm².

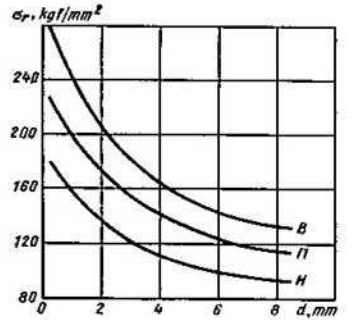


Fig. 338. Resistencia a la tracción del alambre laminado en frío B, П y H en función del diámetro del alambre

La resistencia a la fatiga de los aceros para muelles depende poco de la composición química y en grado considerablemente mayor se determina por el estado de la capa superficial. La descarburización de la capa superficial durante el tratamiento térmico, los defectos locales (corrosión, abolladuras, arañazos, abrasión en el curso de desgaste) reducen bruscamente el límite de resistencia a la fatiga. Es posible elevar de modo considerable la resistencia a la fatiga mediante el pulido y, sobre todo, el endurecimiento por deformación en caliente (al aplicar el estirado, el tratamiento con granalla).

El límite de resistencia a la fatiga bajo carga pulsante cíclica constituye en promedio 40 . . . 60 kgf/mm².

La resistencia mecánica de los aceros para muelles depende en gran medida del diámetro del alambre, creciendo bruscamente con la disminución del diámetro. En calidad de ejemplo en la fig. 338 se ofrecen los índices de resistencia mecánica de un alambre laminado en frío, en función del diámetro. La resistencia mecánica del alambre de pequeño diámetro (0,2 . . . 1 mm), es aproximadamente dos veces mayor que la del alambre de gran diámetro (8 mm). Es preciso tomar en consideración el diámetro del alambre, al elegir las tensiones admisibles durante el cálculo de los muelles.

Para fabricar los muelles que trabajan en condiciones de humedad elevada o que entran en contacto con medios químicamente agresivos, se usa el acero resistente a la corrosión 40X13 o aleaciones a base de cobre. En la tabla 3 se dan las aleaciones de cobre que se usan más ampliamente, y sus propiedades mecánicas.

3. Propiedades mecánicas de las aleaciones de cobre

Material	Marca	Resistencia a la tracción σ_r, kgf/mm²	Resistencia a la torsión τ, kgf/mm²	Alargamiento, δ, %
Bronce al estaño-cinc	БрОЦ4-3	80—90	50—55	1—2
Bronce al silicio-manganeso	БрКМц3-1			
Bronces de berilio	БрБ2 БрБ2,5	80—100	50—60	3—5

El módulo de elasticidad de las aleaciones a base de cobre es $E = (1,2\ \ldots\ 1,3)\cdot 10^4$ y el módulo de desclizamiento, $G = (4,5\ \ldots\ 5)\cdot 10^3$ kgf/mm².

Los bronces de berilio tienen las más altas propiedades anticorrosivas y la mayor resistencia a la fatiga. La combinación de estas dos cualidades con alta electroconductibilidad determina el amplio empleo de los bronces de berilio para fabricar muelles en la construcción de maquinaria eléctrica. Además, los bronces de berilio se caracterizan por la alta estabilidad de sus propiedades elásticas y la ausencia casi completa de la histéresis, debido a lo cual éstos se emplean frecuentemente para fabricar elementos elásticos para los aparatos de precisión.

Los muelles de aleaciones a base de cobre son paramagnéticos y se usan cuando es necesario eliminar la influencia de los campos magnéticos.

Los muelles espirales de alambre de pequeño diámetro (hasta 10 mm) con relación $D/d > 4$ (D es el diámetro medio del muelle, d es el diámetro del alambre) se fabrican mediante el enrollamiento en frío. Los muelles con relación $D/d < 4$, así como los muelles de alambre cuyas secciones son grandes, se enrollan en caliente.

Durante el enrollamiento en frío son posibles dos variantes:

1) el alambre se enrolla después del tratamiento térmico o realizar su estirado en frío y, una vez terminado el enrollamiento, se somete a revenido no alto (200 . . . 300° C) para quitar las tensiones que surgen en el proceso de enrollamiento;

2) el alambre se enrolla en estado recocido y después del enrollamiento se somete a temple y revenido.

Según el primer procedimiento se fabrican los muelles de aceros al carbono, por ejemplo, de cuerda de piano y de alambre laminado en frío con diámetro en los límites 0,2 . . . 8 mm, así como de aceros al silicio-tungsteno y al cromo-vanadio.

La cuerda de piano (patentada) se fabrica de acero al carbono de alta calidad (~1% de C) y se somete a temple isotérmico (calentamiento hasta 870 . . . 950° C) con permanencia ulterior en plomo fundido a 500° C (patentación). Después del tratamiento térmico

el alambre se somete a estirado de calibrar; como resultado del endurecimiento por deformación en caliente el alambre obtiene una resistencia mecánica muy alta (hasta $\sigma_r = 300$ kgf/mm²).

De modo análogo se fabrican los muelles de alambre laminado en frío que se produce de tres clases de resistencia mecánica: normal H, elevada П y alta B con división en grupos *I—II* (para las clases H y B) y *I—III* (para la clase П), en función de su tenacidad.

Los aceros aleados (a excepción de los aceros al silicio-tungsteno y al cromo-vanadio) después del enrollamiento se someten a tratamiento térmico: temple en aceite a temperatura 800 . . . 850° C y revenido medio ulterior a temperatura 400 . . . 500° C.

Para evitar la descarburación de la capa superficial el calentamiento para el temple se realiza bajo una capa de polvo de carbón vegetal o de limaduras de fundición. Para el acero de cada marca están elaborados detalladamente los regímenes de tratamiento térmico que deben cumplirse rigurosamente con el fin de obtener los índices más altos de resistencia mecánica.

Los muelles que se enrollan en caliente, después del enrollamiento se someten obligatoriamente a tratamiento térmico. El enrollamiento se lleva a cabo a temperatura 800 . . . 1000° C.

Los muelles de bronces БрОЦ—4—3 y БрКМц3—1 se enrollan en estado de suministro y después del enrollamiento se calientan a temperaturas 100 . . . 150° C para quitar las tensiones. Los muelles de bronces de berilio se templan en agua desde 800° C, después de lo que se someten a revenido a temperatura 250 . . . 350° C.

Los muelles de acero de alta responsabilidad que trabajan en condiciones de cargas cíclicas, después del tratamiento térmico, se someten al chorreado con granalla.

La operación conclusiva en la fabricación del muelle es su recubrimiento con el fin de prevenir la corrosión. Los muelles de acero pasan normalmente cincado, cadmiado, niquelado, cromado, fosfatización, etc.

CONSTRICCIÓN DE LOS MUELLES

Los muelles espirales de compresión cuyas espiras trabajan a torsión, se someten al endurecimiento por constricción. El endurecimiento por constricción se basa en el hecho de que en las fibras exteriores más tensadas de las espiras se crean tensiones previas cuyo signo es inverso a las tensiones de trabajo.

La constricción consiste en comprimir el muelle con una carga que sobrepasa la carga de trabajo y que se elige de tal modo que los esfuerzos de desplazamiento en las fibras extremas de las espiras sobrepasen el límite de fluencia y que el material en estos sectores adquiera deformaciones residuales (fig. 339, *I*). El muelle se mantiene bajo la carga de constricción durante un plazo de 36 a 48 h, después de lo que la carga se quita.

La devolución elástica del alma de las espiras que no ha sufrido deformaciones residuales, origina en las capas deformadas esfuerzos

de desplazamiento con signo inverso a las tensiones de servicio (fig. 339, *II*). En la propia alma surgen tensiones reactivas insignificantes cuyo signo es igual al de las tensiones de servicio. Si al muelle se aplica la carga de funcionamiento (fig. 339, *III*), entonces como resultado de la suma de las tensiones de servicio y los esfuerzos de desplazamiento previamente creados, las tensiones en las fibras extremas serán considerablemente menores que las que podrían surgir en el muelle no sometido a constricción (fig. 339, *IV*). Las tensiones reactivas en el alma, al agregarse a las tensiones de servicio, originan tensiones sumarias que en algo superan las tensiones surgidas en un muelle que no ha pasado constricción.

Como resultado la sección de las espiras resulta cargada más uniformemente, el material de las espiras se usa mejor; la cresta de tensiones en la circunferencia de las espiras disminuye. En otras

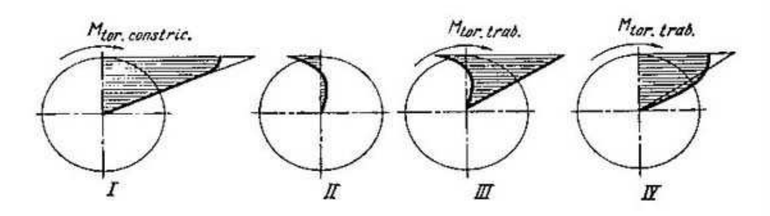


Fig. 339. Diagramas de las tensiones de desplazamiento en la sección de la espira de un muelle sometido a constricción

palabras, el muelle se endurece. Siendo iguales las cargas, las tensiones máximas en este muelle resultan menores que en el muelle que no ha sido sometido a constricción; cuando son iguales sus tensiones máximas de servicio el primer muelle puede soportar una carga mayor que el segundo, que no ha sido sometido a constricción.

Durante la constricción, a consecuencia de las deformaciones residuales en las fibras extremas, el muelle se acorta; el paso de las espiras y la longitud total del muelle disminuyen en comparación con estas magnitudes atribuidas al muelle durante el enrollamiento. Es necesario tener en cuenta esta circunstancia al diseñar los muelles que se van a someter a constricción, cuando se determina el paso inicial de enrollamiento y la longitud primaria del muelle, tomando en consideración el acortamiento en el proceso de constricción. Después de la constricción no se premite realizar ningún tratamiento térmico; el calentamiento disminuye o reduce a cero las tensiones residuales útiles generadas en el curso de la constricción.

El valor de la carga que se aplica para la constricción, el acortamiento debido a ésta y el grado de endurecimiento del muelle se determinan mediante un cálculo especial o por vía experimental en muestras.

A constricción se someten solamente los muelles que trabajan bajo cargas estáticas o dinámicas periódicas con número total limitado de ciclos. Los muelles que trabajan bajo carga cíclicas de alta frecuencia y de duración prolongada, no se someten a constricción, puesto que las vibraciones de resonancia que surgen en estas condiciones al confundir el cuadro de tensiones que surgen en las espiras, pueden crear en los muelles tratados por la constricción tensiones elevadas.

TENSIONES DE CÁLCULO

Las tensiones de cálculo se determinan teniendo en cuenta los factores siguientes:

resistencia mecánica del material a la torsión (para los muelles de tracción y compresión) a la flexión (para los muelles de torsión);

factor de escala (diámetro del alambre);

estado de la superficie de las espiras (limpieza de acabado, existencia de endurecimiento superficial, descarburización de la capa superficial, etc.);

condiciones de trabajo del muelle (temperatura de funcionamiento, presencia de los medios corrosivos, posibilidades de que las espiras del muelle se desgasten, etc.);

grado de responsabilidad del muelle (consecuencias de la pérdida de la elasticidad o rotura del muelle, posibilidades de averías a consecuencia de su rotura);

condiciones de aplicación de la carga (grado de excentricidad de la carga);

carácter de la carga del muelle.

Según el carácter de la carga del muelle se distinguen tres casos principales de cálculo.

Caso I. Carga estática. Los muelles se someten a una carga constante o a cargas periódicas con cambio suave del valor de las cargas.

Ejemplo de tales muelles pueden servir los de los fijadores y retenes, de los frenos, los muelles accionadores y acumuladores, de las válvulas de cierre, de reducción y de seguridad, de los reguladores, de los mecanismos equilibradores, etc.

Caso II. Carga dinámica de duración limitada. Los muelles se someten a una carga periódica de impacto o a una carga pulsante cíclica, cuando su plazo de servicio corresponde a no más de 100 000 ciclos.

Ejemplo de tales muelles pueden servir los de las válvulas de cierre de acción rápida en las armas portátiles, disparadores, amortiguadores y parachoques de acción periódica, muelles de servicio de las máquinas automáticas, muelles de los mecanismos de levas cuando la frecuencia de rotación no es alta, etc.

Caso III. Carga dinámica de duración ilimitada. Los muelles se someten a altas cargas cíclicas durante un período de tiempo ilimitadamente largo.

Ejemplo de tales muelles pueden servir los que se usan en los mecanismos de levas de elevadas revoluciones, en particular, los muelles de las válvulas en los motores de combustión interna; los muelles de los amortiguadores de funcionamiento continuo, en particular, los parachoques de las máquinas de transporte, los muelles de vibradores, de máquinas rotativas de forja, etc.

En el primer caso es necesario calcular los muelles según el límite de fluencia durante la torsión (para los muelles de tracción y compresión) o durante la flexión (para los muelles de torsión), introduciendo un factor de seguridad no menor que 2. En el segundo caso también es preciso calcular los muelles según el límite de fluencia, pero aumentando el factor de seguridad 1,3 . . . 1,5 veces. En el tercer caso se deben calcular los muelles según el límite de resistencia a la fatiga, introduciendo el factor de seguridad 1,3 . . . 1,5.

Para los muelles de especial responsabilidad cuya rotura puede provocar averías, se toma el factor de seguridad 2 . . . 2,5, es decir, éstos se calculan de tal modo que tengan elevados márgenes de seguridad.

Las recomendaciones anteriores son de alto carácter académico. De estas se deduce, por ejemplo, que los muelles con solicitación estática de pequeña responsabilidad pueden tener relativamente las más altas tensiones de servicio. En la práctica nunca se opera de este modo, sino que para estos muelles se designan las tensiones más bajas con las cuales el muelle conserva dimensiones admisibles desde el punto de vista del diseño. Elevadas tensiones de servicio, al revés, se encuentran frecuentemente en los muelles de responsabilidad especial con solicitación cíclica, por ejemplo, en los muelles de las válvulas. Esto se explica no sólo por el hecho de que para los muelles de esta índole se usan materiales de alta calidad, sino que también por la necesidad de reducir por todos los medios en estos mecanismos las dimensiones y la masa de los mismos muelles y de las piezas relacionadas con éstos, las que directamente determinan el valor de las cargas cíclicas en el mecanismo.

Por regla general, al diseñar los muelles es preciso designar las tensiones más bajas compatibles con la obtención de la solicitación y la elasticidad prefijadas dentro de las dimensiones que son admisibles desde el punto de vista del diseño. Los márgenes de seguridad elevados preservan contra las roturas a consecuencia de la acción de factores cuya consideración está dificultada, tales como, por ejemplo, violaciones en la tecnología de fabricación y el tratamiento térmico de los muelles, defectos locales en el material de éstos que no siempre se descubren incluso con un control minucioso.

Las tensiones elevadas se deben designar con mucho cuidado. El aumento de las tensiones no sólo está ligado con cierto riesgo, sino que incrementa también bruscamente el costo de la fabricación ya que requiere usar aceros aleados caros, cumplir rigurosamente los regímenes de tratamiento térmico, efectuar un control minucioso, así como ensayos, recepción y selección de los muelles. Es de gran provecho comparar los datos de estructuras que se han probado durante una prolongada explotación.

En las estructuras realizadas las tensiones varían dentro de los límites 4000 . . . 7000 kgf/cm². La mayoría de las veces las tensiones constituyen 4000 . . . 5000 kgf/cm². Esta cifra tiene un carácter suficientemente estable para los muelles de destino general que se fabrican de aceros al carbono y aleados baratos (aceros al manganeso y al silicio) que trabajan con cargas estáticas (caso de cálculo I) o con cargas dinámicas con un número general limitado de ciclos (caso de cálculo II). El mismo orden tienen las tensiones en los muelles fabricados de aceros de calidad (aceros al tungsteno-silicio, al cromo-silicio-vanadio, al cromo-vanadio) que trabajan con carga dinámica duradera (caso de cálculo III).

A las tensiones más altas sólo se recurre en condiciones especiales, cuando están limitadas las dimensiones que obligan a reducir el tamaño de los muelles, siendo alta la frecuencia de la carga cíclica que requiere disminuir la masa de los muelles, etc., pero esto sólo se permite para una duración determinada de los ciclos (caso de cálculo II). En los muelles de armas portátiles, por ejemplo, la tensión, a veces, se aumenta hasta 10 000 kgf/cm².

MUELLES DE COMPRESIÓN. ESTRUCTURAS

Espiras extremas

Para el funcionamiento correcto de los muelles de compresión gran importancia tiene la estructura de las espiras extremas. La forma de las espiras extremas tiene que responder a las condiciones siguientes:

la superficie de contacto entre las espiras extremas y las piezas de apoyo tiene que ser plana y perpendicular al eje del muelle para evitar la aplicación puntual de la carga;

el área de contacto debe representar, dentro de lo posible, un anillo completo para evitar la aplicación excéntrica de la carga;

la estructura de las espiras extremas debe asegurar un centrado correcto del muelle en las piezas de apoyo.

En la fig. 340, *I* se muestra una fabricación errónea del extremo del muelle que se realiza simplemente cortando la espira. Cuando el muelle tiene esta forma, la aplicación de la fuerza es puntual y excéntrica; el muelle sufre flexión, se alabea o se pandea hacia un lado (lo que depende de la posición angular mutua de los extremos cortados por ambos lados del muelle). El centrado del muelle es dificultoso.

Tampoco es correcta la estructura de la fig. 340, *II*, donde el extremo saliente del muelle está rectificado en forma de un plano. El área de contacto está limitada; su longitud depende del ángulo de inclinación de las espiras del muelle (en el caso presentado en la figura, el ángulo de contacto es igual a 180°). La aplicación de la fuerza es excéntrica; el «cabo» fino suspendido tiene propensión a la rotura.

En la estructura de la fig. 340, *III* la espira extrema está doblada en forma de un plano. A primera vista la estructura se aproxima a satisfacer la condición de crear un contacto plano de gran longitud angular. El error de la estructura se pone en evidencia, si se toman en cuenta las condiciones en las que el muelle trabaja bajo carga. Al aplicar la carga el ángulo de inclinación de las espiras, disminuye, a consecuencia de lo cual el extremo cortado *a* del muelle se eleva sobre el plano de contacto, la carga se concentra en un punto; el

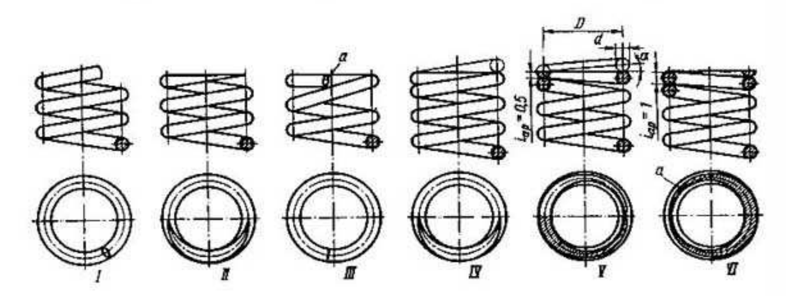


Fig. 340. Procedimientos para fabricar los extremos de los muelles

sector de la espira situado debajo del extremo cortado soporta cargas elevadas que conducen a su rotura.

En la estructura de la fig. 340, *IV* las espiras extremas del muelle están asentadas hasta entrar en contacto unas con otras, el tope del muelle está rectificado hasta obtener un plano. La longitud del área de contacto en este caso es limitada; su magnitud depende del ángulo de inclinación de las espiras, y disminuye bruscamente con el aumento de este ángulo.

Es posible crear el contacto por toda la circunferencia solamente cuando a las espiras asentadas se les atribuye una inclinación diferente de la inclinación propia de las espiras que trabajan, del muelle; esta inclinación se determina de la condición $\operatorname{tg} \alpha = \frac{2D}{d}$ (D es el diámetro medio del muelle, d es diámetro del alambre), en otras palabras, en la sección longitudinal según las espiras asentadas el eje de las espiras por un lado de la sección debe encontrarse frente al punto de contacto de las espiras por el otro lado de la sección.

En la fig. 340, *V* se muestra el caso donde la espira asentada está rectificada hasta la mitad del diámetro (contando desde el punto de contacto con la espira de trabajo más próxima del muelle). La superficie de contacto (en la figura se da su proyección por abajo) resulta cerrada; pasa por un lado por la espira asentada (campo rayado en la proyección inferior), y por el otro lado abarca la espira de

trabajo (campo claro en el proyección inferior). De este modo la espira de trabajo resulta en el caso dado debilitada fuertemente.

Para evitar que se debilite la espira de trabajo, es necesario asentar por lo menos una espira completa (fig. 340, *VI*). Entonces el área de contacto se sitúa totalmente sobre la espira asentada (campo rayado sobre la proyección inferior de la figura); la espira de trabajo

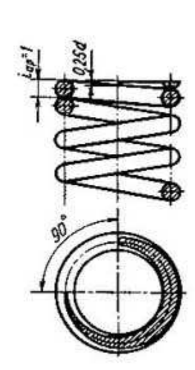


Fig. 341. Corte del extremo fino en la última espira del muelle

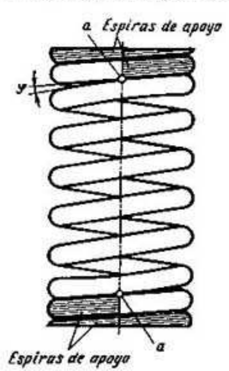


Fig. 342. Determinación del límite entre las espiras de trabajo y de apoyo

más próxima funciona por toda su sección. El debilitamiento de la espira asentada no tiene importancia, ya que se apoya por toda su longitud sobre la espira de trabajo más próxima.

No es deseable que quede un «cabo» fino *a* de la espira asentada (fig. 340, *VI*, proyección inferior), puesto que éste puede romperse durante el funcionamiento. En la práctica éste siempre se corta en una longitud del arco de 90° desde el extremo de la espira (fig. 341), tolerando cierta excentricidad de la superficie de apoyo que surge en este caso. La altura mínima de la espira asentada (en el lugar de corte) resulta igual a 0,25 *d*. El extremo cortado se redondea por todos los lados.

Las espiras asentadas prácticamente no participan en el funcionamiento del muelle y no influyen sobre las características elásticas del muelle. Estas se llaman espiras inactivas (o de apoyo) a diferencia de las espiras de trabajo que se deforman bajo la carga.

Como el número de espiras de trabajo determina la característica elástica del muelle, es de suma importancia que sean delimitadas las espiras de trabajo y de apoyo. El rasgo característico de las espiras de apoyo consiste en que éstan no realizan desplazamientos respecto a las superficies en las que se apoya el muelle. Las espiras de apoyo en el extremo libre del muelle se desplazan junto con la

arandela de apoyo, mientras que las espiras de apoyo en el extremo inmóvil del muelle permanecen inmóviles. Como regla por el límite de separación entre las espiras de trabajo y las de apoyo se considera el punto *a*, es decir, el punto en que comienza el contacto entre las espiras en estado libre del muelle (fig. 342). Se ha acordado considerar por número de espiras de apoyo i_{ap} la cantidad de espiras asentadas, partiendo del punto *a* y terminando en el punto donde la última espira se reduce a cero, transformándose en el tope rectificado del muelle; el «cabo» que se corta de la última espira se incluye en el número de las espiras de apoyo.

Esta delimitación tiene un carácter en cierto grado convencional y no determinado, en primer lugar, porque es bastante difícil determinar el punto *a* en el que las espiras comienzan a entrar en contacto debido a que el ángulo de divergencia φ entre las espiras asentada y de trabajo es muy pequeño; en segundo lugar, porque el punto *a*, al apretarse el muelle, se desplaza en dirección de las espiras de trabajo. Como resultado de esto el número real de espiras de apoyo a medida que se comprime el muelle aumenta, mientras que el número de espiras de trabajo se reduce respectivamente.

Sería más correcto determinar el número de espiras de apoyo cuando el muelle se encuentra bajo la carga de funcionamiento. Sin embargo, esto es difícil de realizar y en la práctica se considera suficiente la delimitación convencional aducida anteriormente.

En el caso presentado en la fig. 342 el número de espiras de apoyo según la regla expuesta arriba, es igual a 1,5 por cada extremo del

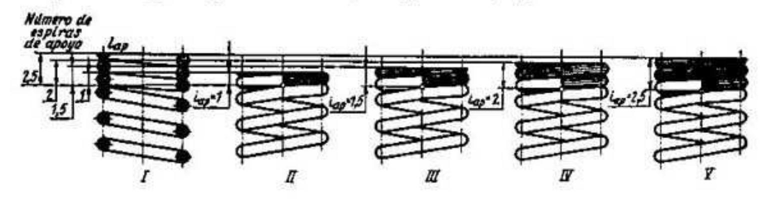


Fig. 343. Clave para determinar el número de espiras de apoyo

muelle o a 3 para todo el muelle. El número de espiras de trabajo en el muelle es igual a 7. El número total de espiras es igual a 10.

Como ya hemos indicado, el número de espiras de apoyo no puede ser menor que 1, si se desea evitar el debilitamiento de la espira de trabajo más próxima. En la práctica la mayor parte de las veces se hacen 1,5 espiras de apoyo para cada extremo del muelle. En los muelles largos y en los que se someten a la acción de cargas cíclicas, el número de las espiras de apoyo se aumenta hasta 2 ó 2,5.

La relación entre el número de las espiras de trabajo del muelle y el número total de las espiras de apoyo no debe ser inferior a 3.

En la fig. 343 se da el método para determinar el número necesario de espiras de apoyo en el muelle. En la fig. 344 se exponen las secciones longitudinales de muelles que tienen diferentes números de

espiras de apoyo y un número entero de espiras activas (fig. 344, *I*, *II* y *III*) y múltiple 0,5 (fig. 344, *IV* a *VI*).

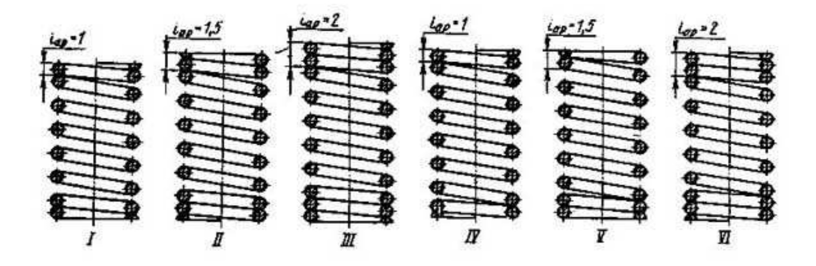


Fig. 344. Representación de los muelles con número entero de espiras activas (*I* a *III*) y con número de las espiras activas múltiple a 0,5 (*IV* a *VI*)

Presenta interés que cuando el número de las espiras activas es entero, la representación de las secciones de las espiras extremas del muelle resulta simétrica respecto a la sección transversal del muelle. Cuando el número de espiras activas es múltiple a 0,5, las secciones iguales se sitúan en cruz una respecto a otra.

En la práctica, a fin de reducir el volumen del trabajo de delineación, las secciones del muelle se dibujan, independientemente del número de las espiras de apoyo, en forma simplificada según el esquema de la fig. 345, *I* que corresponde al número de espiras de apoyo igual a 1 o, de modo más simple, según el esquema de la fig. 345, *II* que corresponde al número de espiras de apoyo igual a 0,5. El número real de espiras de apoyo se indica en los datos que se aducen en la tabla del dibujo.

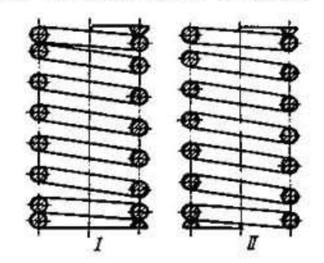


Fig. 345. Procedimientos simplificados para representar los muelles

Las espiras de apoyo se asientan aplicando diferentes procedimientos. En los muelles que se enrollan en frío las espiras de apoyo se asientan, después de enrollarlos, a mano o en dispositivos que representan un mandril con rosca espiral cuyo paso es igual al de las espiras activas; este dispositivo se enrosca en la parte central del muelle de tal modo que las espiras a asentarse, quedan libres.

Al emplear este procedimiento es difícil asegurar la unión compacta de las espiras de apoyo debido a la repercusión elástica de las espiras después de asentarlas. En la práctica el asentamiento se considera satisfactorio si el intervalo s entre las espiras de apoyo no supera 0,25 de la holgura s_0 entre las espiras de trabajo (fig. 346).

Es más perfecto, pero es más complicado desde el punto de vista tecnológico, el procedimiento donde el muelle se enrolla con paso variable. En el sector activo el muelle se enrolla con un paso que

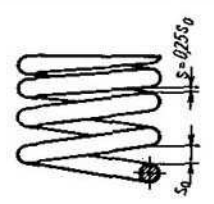


Fig. 346. Determinación del juego entre as espiras de apoyo

es igual al paso de las espiras activas y hacia los extremos del muelle el paso disminuye paulatinamente hasta un valor igual al diámetro del alambre. Al usar este procedimiento es posible lograr que las espiras de apoyo se unan por completo, e incluso crear apretura entre ellas.

Si el muelle se enrolla en caliente, el asentamiento se realiza en caliente hasta que las espiras de apoyo entren por completo en contacto.

Centrado de los muelles

Al colocar los muelles, éstos deben centrarse con seguridad por ambos topes (fig. 347).

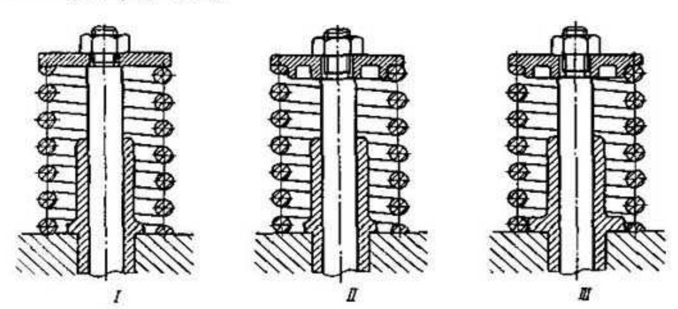


Fig. 347. Centrado de los muelles:
I y *II*—incorrecto; *III*—correcto

Normalmente el centrado se efectúa por la superficie interior de las espiras (fig. 348, *I*). El centrado por la superficie exterior (fig. 349, *II*) se usa sólo cuando los muelles se sitúan en piezas que

los abrazan: camisas, cilindros huecos. La altura *h* del torneado centrador (fig. 348) debe ser igual a *d*, como mínimo, para asegurar el centrado por la circunferencia total del muelle.

Debido a los errores que se cometen al enrollar el muelle, el centrado se hace con mucha holgura: entre los torneados centradores

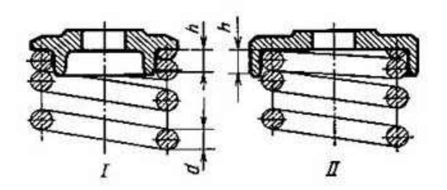


Fig. 348. Centrado interior y exterior de los muelles

y las espiras del muelle se prevé una holgura igual a 0,02 . . . 0,25 del diámetro centrador. No se recomienda hacer los torneados centradores con altura mayor que h = 1,5 *d* para evitar el rozamiento

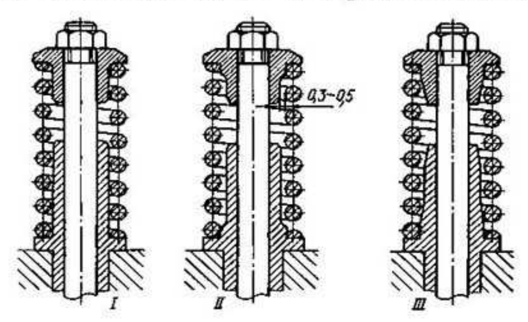


Fig. 349. Procedimientos para centrar los muelles:
I—incorrecto; *II* y *III*—correctos

excesivo entre las espiras y las superficies centradoras. Entre las superficies adyacentes de las piezas con los torneados centradores, y las espiras del muelle debe haber una holgura no menos de 0,3 . . . . . . 0,5 mm (fig. 349, *II*).

Esto tiene una importancia especial cuando los muelles se sitúan en el interior de las piezas (fig. 350), puesto que el diámetro del muelle aumenta cuando éste se comprime.

Los topes de las piezas centradoras deben tener conos de entrada para el caso cuando las espiras se comban o surjan vibraciones transversales de éstas.

El acabado correcto de las espiras frontales del muelle incluye el achaflanado de la superficie interior de las espiras (fig. 351, *I*), al centrar el muelle por su diámetro interior, o de la superficie exterior (fig. 351, *II*), al centrarlo por su diámetro exterior.

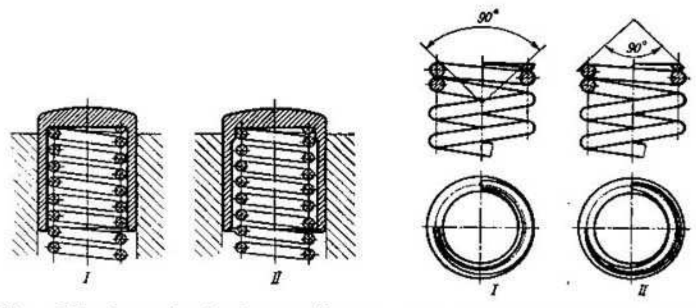


Fig. 350. Centrado de los muelles en piezas que los abarcan
I—incorrecto; *II*—correcto

Fig. 351. Casos de chaflanado de las espiras finales del muelle

Por lo general se cortan los ángulos vivos que se forman después de rectificar la espira final, y que se apoyan en la curva de apoyo formada entre la superficie cilíndrica centradora de la pieza de apoyo y su tope (fig. 352, *II*). El cateto del chaflán debe ser mayor que el

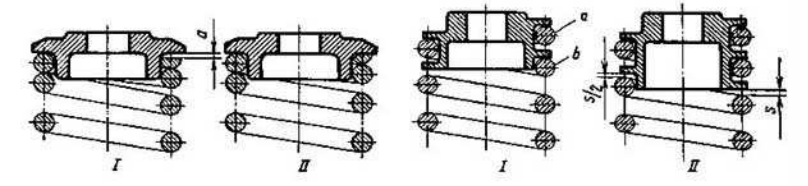


Fig. 352. Determinación de las condiciones de contacto estrecho entre la superficie de apoyo del muelle y del plato

Fig. 353. Fijación del muelle en el plato sin deformar las espiras extremas

radio de la curva de acuerdo, en caso contrario el muelle no entrará en contacto por toda su superficie de apoyo con la pieza centradora puesto que quedará la holgura *a* (fig. 352, *I*). A su vez, el radio de la curva de acuerdo en la superficie de apoyo debe ser menor que el radio del alambre para asegurar el asiento en el tope de los sectores de la espira con sección circular total.

El chaflán se corta con una herramienta abrasiva cónica. Para excluir la desviación del chaflán hacia un lado, esta última se centra

por la superficie interior (en caso del centrado interior del muelle) o por la exterior de las espiras (en caso del centrado exterior).

En la fig. 353, *I* se expone una sujeción que asegura la solicitación central del muelle sin asentar y acabar las espiras extremas. La primera espira *a* del muelle se enrosca en la ranura espiral de la arandela de apoyo cuyo paso es igual al paso del muelle. De tal modo la primera espira se apoya sobre la arandela según la línea helicoidal de 360° (en el plano) y se desplaza, al comprimir el muelle, junto con la arandela de apoyo, es decir, adquiere las propiedades de la espira de apoyo. La espira más próxima *b* es de trabajo; se deforma libremente al comprimir el muelle con los correspondientes cambios del paso y el ángulo de inclinación. En la fig. 353, *II* se expone una estructura que asegura la solicitación aún más uniforme de las espiras. Igual que en el caso anterior, la primera espira se sitúa en la ranura espiral con paso igual al de las espiras del muelle en estado libre. Partiendo del último punto de apoyo de la primera espira, el paso de la ranura espiral aumenta de tal modo que la holgura *s* entre la última espira de la ranura espiral y el extremo de la segunda espira del muelle sea igual a la compresión de la espira bajo la carga total. De este modo, al comienzo de la solicitación, el esfuerzo lo recibe la primera espira; a medida que el muelle se comprime se carga paulatinamente la segunda espira y al final de la solicitación el esfuerzo se percibe por dos espiras.

Longitudes en estado libre y comprimido de los muelles. Los muelles en estado libre tienen la longitud

$$L = (i-2)\,t + d\,(i_{ap}+1), \tag{10}$$

donde i, i_{ap} es el número de las espiras activas y de apoyo; t es el paso de las espiras activas (de trabajo); d es el diámetro del alambre.

El muelle en estado completamente comprimido tiene la longitud

$$L' = ad\,(i + i_{ap} - 1), \tag{11}$$

donde a es el coeficiente que toma en consideración el contacto incompleto de las espiras debido a los errores de fabricación, alteración de la línea helicoidal de las espiras, etc. (prácticamente $a = 1{,}1 \ldots$ $\ldots 1{,}5$).

Durante la compresión el diámetro del muelle aumenta como resultado de la disminución del ángulo de inclinación de las espiras. El aumento del diámetro se determina de la condición de que la longitud del alambre antes y después de la deformación:

$$L_{muel} = \frac{\pi D i}{\cos\alpha} = \frac{\pi D' i}{\cos\alpha'},$$

de donde

$$D' = D\frac{\cos\alpha'}{\cos\alpha}.$$

donde D y D' son los diámetros medios del muelle antes y después de la compresión, respectivamente; α y α' son los ángulos de inclinación de las espiras antes y después de la compresión, correspondiente-

mente, que se determinan de las correlaciones:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{t}{\pi D};$$

$$\operatorname{tg}\alpha \approx \frac{t'}{\pi D}.$$

Aquí t y t' son los pasos de las espiras antes y después de la compresión ($t' = t - \lambda/i$, donde λ es la deformación del muelle).

En la práctica el aumento del diámetro puede alcanzar varias décimas de milímetro. Es preciso tener en cuenta esta circunstancia cuando existen dimensiones radiales limitadas, por ejemplo, al colocar los muelles en casquillos, y prever la holgura necesaria entre el resorte y las paredes del casquillo.

Durante la compresión las espiras pueden cambiar su ángulo de inclinación, lo que puede también encontrar su expresión en el giro recíproco de las espiras extremas del muelle en el plano perpendicular al eje del muelle, permaneciendo invariable su diámetro. La longitud de cada espira antes de la compresión

$$l = \frac{\pi D}{\cos\alpha};$$

después de la compresión,

$$l' = \frac{\pi D}{\cos\alpha'};$$

la diferencia total de longitudes

$$l - l' = \pi D\left(\frac{1}{\cos\alpha} - \frac{1}{\cos\alpha'}\right).$$

La diferencia total (para todo el muelle)

$$\Delta = i\,(l - l') = i\pi D\left(\frac{1}{\cos\alpha} - \frac{1}{\cos\alpha'}\right) \tag{12}$$

Expresemos esta diferencia por el ángulo φ (en radianes) de giro de un extremo del muelle respecto a otro

$$\Delta = \frac{\varphi D}{2}. \tag{13}$$

Igualando las expresiones (12) y (13) obtenemos

$$\varphi = 2i\pi\left(\frac{1}{\cos\alpha} - \frac{1}{\cos\alpha'}\right)$$

$$\varphi = 360°i\left(\frac{1}{\cos\alpha} - \frac{1}{\cos\alpha'}\right). \tag{14}$$

A título de ejemplo tomemos un muelle cuyas dimensiones son $D = 50$ mm, $i = 10$. Sea el paso de las espiras del muelle en estado libre $t = 10$ mm, después de la compresión $t' = 5$ mm.

Entonces

$$\operatorname{tg}\alpha=\frac{t}{\pi D}=\frac{10}{\pi 50}=0{,}064,$$

$$\operatorname{tg}\alpha'=\frac{t'}{\pi D}=\frac{5}{\pi 50}=0{,}032,$$

es decir, $\alpha = 3°40'$; $\alpha' = 1°50'$.

De la ecuación (14) el ángulo de giro recíproco entre las espiras extremas del muelle

$$\varphi=360°i\left(\frac{1}{\cos\alpha}-\frac{1}{\cos\alpha}\right)=360°\cdot 10\left(\frac{1}{0{,}998}-\frac{1}{0{,}9998}\right)\approx 7°.$$

Instalación articulada de los muelles

Para que los muelles de compresión trabajen correctamente tiene importancia eliminar las posibilidades de ladeo y desplazamiento

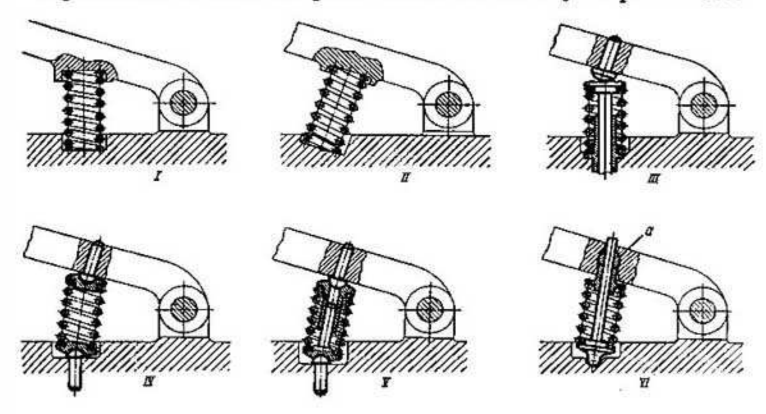


Fig. 354. Procedimientos para colocar los muelles de compresión en una palanca de balancín

lateral de los topes del muelle. Como ejemplo puede servir el empleo de un muelle de compresión en calidad de muelle de retorno para una palanca de balancín (fig. 354).

La estructura de la fig. 354, *I* es erronea. Como resultado del ladeo y desplazamiento relativo en las superficies de apoyo durante el balanceo de la palanca, el muelle sufre cargas transversales que generan tensiones adicionales de flexión; la curvatura de la línea axial del muelle que ocupa una posición inclinada (fig. 354, *II*) sólo disminuye algo la flexión del muelle.

En la estructura de la fig. 354, *III* las superficies de apoyo del muelle están originadas rígidamente una respecto a otra; las fuerzas transversales las percibe la guía; el muelle trabaja a compresión

pura; en la estructura de la fig. 354, *IV* se evita la flexión del muelle mediante la instalación articulada de los platos de apoyo; en la estructura de la fig. 354, *V* los platos se orientan uno respecto al otro, lo que aumenta la estabilidad del muelle; en la estructura de

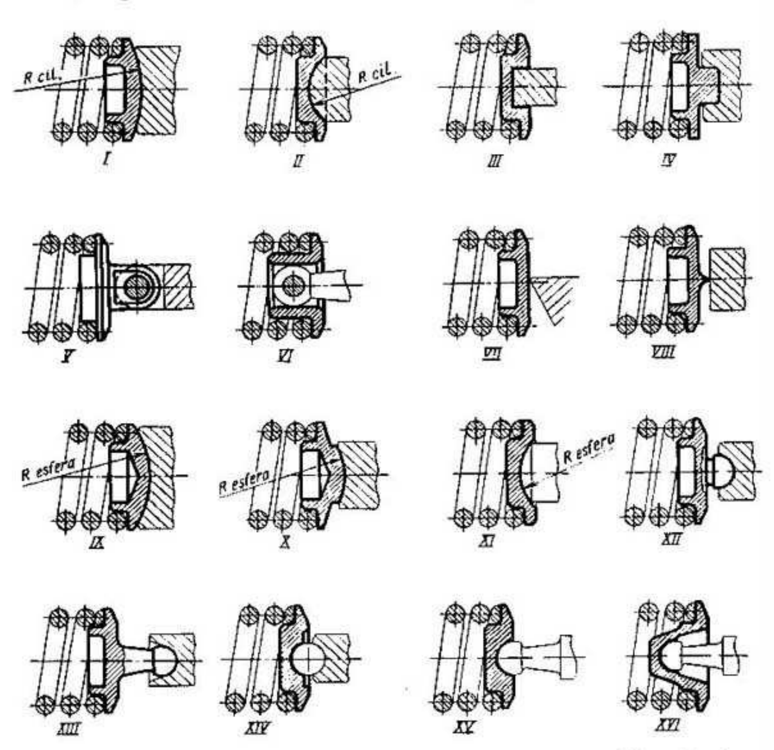


Fig. 355. Colocación de los muelles en articulaciones planas y tridimensionalse

la fig. 354, *VI* el muelle está colocado entre platos guiados. El plato superior se apoya en el eje giratorio *a* de la palanca, y el plato inferior, con su articulación esférica en el cuerpo.

En las estructuras de la fig. 354, *IV* a *VI* los desplazamientos relativos de los puntos de apoyo en el proceso de balanceo de la palanca se compensan con el cambio del ángulo de inclinación del eje del muelle. Los indicados procedimientos de instalación de los muelles, corresponden más a los muelles de tracción que tienen la propiedad de autoinstalarse respecto a los puntos de apoyo.

En la fig. 355, *I* a *VIII* se muestran articulaciones planas que se emplean cuando el muelle puede sufrir flexión sólo en una dirección; en la fig. 355. IX a *XVI* se exponen articulaciones esféricas (tridimensionales) que previenen la flexión del muelle en todas las direcciones transversales.

En la estructura de la fig. 355, *I* la superficie exterior cilíndrica del plato se apoya sobre la superficie cilíndrica cóncava de la pieza que transmite la carga; el muelle en este caso necesita una fijación transversal en la dirección del eje del cilindro, lo que puede realizarse, por ejemplo, al situar el muelle entre mordazas cuyos planos sean perpendiculares al eje de los cilindros de apoyo.

En las estructuras de la fig. 355, *II* a *IV* las superficies cilíndricas de apoyo penetran una en otra, lo que asegura la fijación transversal del muelle en todas las direcciones (a condición de que las superficies de apoyo se encuentren apretadas una a otra permanentemente por la tensión del muelle). En la fig. 355, *V* a *VI* se muestra la instalación de los platos sobre ejes cilíndricos. La estructura de la fig. 355, *VI* se recomienda para muelles largos por asegurar mayor estabilidad del muelle.

En la fig. 355, *VII* a *VIII* se expone cómo se instalan los platos sobre soportes de cuchilla. La estructura requiere una fijación transversal de los muelles en todas las direcciones.

Las direcciones tridimensionales (fig. 355, *IX* a *XVI*) se realizan en forma de esferas. La estructura de la fig. 355, *XVI* con articulación esférica en el interior del muelle asegura la máxima estabilidad longitudinal del muelle. Sin embargo, esta estructura no se recomienda para los casos en los que los puntos de apoyo se desplazan en el proceso de trabajo unos respecto a otros en dirección transversal: entonces el ángulo de inclinación del eje del muelle, será mayor que con los puntos de apoyo distanciados entre sí (como, por ejemplo, en la estructura de la fig. 355, *XIII*).

La instalación sobre apoyos esféricos se usa frecuentemente para los muelles de precisión, por ejemplo, los muelles de aparatos cuando es necesario eliminar factores suplementarios que se manifiestan en forma de fuerzas transversales que pueden provocar la alteración de la característica del muelle.

Cálculo de muelles

El cálculo modelo de un muelle de compresión y tracción se basa en la suposición de que la carga está dirigida a lo largo del eje del muelle (fig. 356). En estas condiciones las fuerzas que actúan sobre una espira en cualquier de sus secciones, se reduce a la fuerza transversal P que flexiona la espira, y al momento $M_{tor} = PD/2$ que tuerce la espira. La flexión con la fuerza P desempeña un papel secundario; la mayor importancia, la tiene el momento torsional, según el cual se realiza el cálculo.

Las tensiones de desplazamiento tienen el valor máximo por la circunferencia de la sección de la espira y se determinan según la fórmula general para una barra redonda sometida a la torsión

$$\tau = \frac{M_{tor}}{W_{tor}}, \tag{15}$$

donde $W_{tor} = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2\ d^3$ es el par de resistencia de la sección de la espira a la torsión (d es el diámetro de la sección de la espira).

Con el coeficiente de forma k que depende de la relación $c = D/d$, llamado *índice* del muelle, se considera la influencia ejercida por la

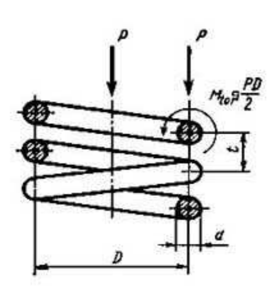


Fig. 356. Esquema que muestra cómo actúan las fuerzas durante la carga axial de un muelle de compresión

Fig. 357. Cálculo de los muelles de compresión con espiras de sección circular

curvatura del eje de la espira. Al introducir el coeficiente k la fórmula (15) toma el aspecto siguiente:

$$\tau = k\,\frac{M_{tor}}{W_{tor}} = k\frac{8PD}{\pi d^3}. \tag{16}$$

Los valores del coeficiente k en función del índice del muelle $c = D/d$ se aducen en la fig. 357 para diferentes ángulos α de subida de las espiras ($\operatorname{tg} \alpha = \frac{t}{\pi d}$, donde t es el paso de las espiras).

Para los valores corrientes de $\alpha = 6...12°$ el coeficiente k se expresa de modo suficientemente preciso mediante la fórmula siguiente:

$$k = \frac{4c+2}{4c-3}. \tag{17}$$

La mayoría de las veces el índice del muelle $c = 8 ... 12$, a lo que corresponden los valores $k = 1,1 ... 1,2$. Estos valores se pueden usar en los cálculos previos.

No se recomienda usar muelles con índice $c < 4$. Es difícil enrollar tales muelles; en las fibras exteriores de las espiras pueden surgir fisuras y grietas. En estos muelles las tensiones de servicio son elevadas.

De la fórmula (16) se deduce que la fuerza desarrollada por el muelle

$$P = \frac{\pi d^3}{8kD}\tau = 0{,}392\frac{d^3}{kD}\tau. \tag{18}$$

El desplazamiento axial de los topes del muelle (deformación del muelle) bajo la acción de la fuerza P es igual a

$$\lambda = \frac{8PD^3 i}{Gd^4} = \frac{8Pc^3 i}{Gd}, \tag{19}$$

donde i es el número de espiras activas del muelle; c es el índice del muelle; G es módulo de desplazamiento (para los aceros para muelles, en promedio, $G = 8 \cdot 10^5$ kgf/mm²).

Al introducir en esta fórmula el valor P de la expresión (18) obtenemos

$$\lambda = \frac{\pi D^2 i}{kGd}\tau = \frac{\pi c D i}{kG}\tau. \tag{20}$$

La flexibilidad del muelle se caracteriza por el parámetro λ' que es el pandeo de una espira bajo la acción de una carga igual a 1 kgf.

Según la ecuación (19)

$$\lambda' = \frac{8D^3}{Gd^4} = \frac{8c^3}{Gd} \approx 10^{-5}\frac{c^3}{d}.$$

La magnitud inversa

$$\delta = 10^5\frac{d}{c^3}$$

se llama *rigidez específica* del muelle.

La energía potencial que el muelle acumula durante una carrera de compresión,

$$U = \frac{P\lambda}{2}.$$

Las fórmulas (16) y (18) permiten determinar todos los parámetros del muelle. El problema de cálculo de un muelle se puede plantear de forma diferente.

Durante el cálculo de comprobación, conociendo D, d e i se pueden determinar las tensiones que surgen en las espiras, y la deformación del muelle bajo la acción de la fuerza P. Más frecuentemente resulta necesario solucionar el problema de selección, es decir, determinar D, d según la fuerza dada P y la deformación prefijada del muelle λ a condición de que las tensiones τ en las espiras no sobrepasen el valor admisible τ_{adm}.

En este caso se sigue el orden de cálculo siguiente:

1. Previamente se prefija el valor de $c = 8 \ldots 12$ y en el diagrama presentado en la fig. 357 o la fórmula (17), se determina el coeficiente k.

2. Basándose en las condiciones de dimensiones, se prefija previamente el valor del diámetro medio D del muelle.

3. Por la fórmula (18) y prefijando el valor de la tensión admisible τ_{adm} que se encuentra en los límites 4000 . . . 6000 kgf/cm², se determina el diámetro d del alambre:

$$d = \sqrt[3]{\frac{k8PD}{\pi\tau_{adm}}} = 1{,}37 \sqrt[3]{\frac{kPD}{\tau_{adm}}}$$

ó

$$d = \sqrt[2]{\frac{k8Pc}{\pi\tau_{adm}}} = 1{,}6 \sqrt[2]{\frac{kPc}{\tau_{adm}}}.$$

El valor encontrado d se redondea hasta el valor mayor próximo d según el surtido para el tipo dado de alambre.

4. Se comprueba la corrección de la evaluación previa para el índice del muelle $c = D/d$. Si es necesario, el cálculo se repite, usando el valor c obtenido en el cálculo anterior.

5. Por la fórmula (19), se determina el número de espiras activas necesario para obtener la deformación prefijada λ

$$i = \frac{\lambda G d^4}{8PD^3} = \frac{\lambda G d}{8c^3 P}.$$

El número obtenido de espiras se redondea hasta un número entero o hasta un número múltiple a 0,5.

6. Se determina la longitud del muelle en estado comprimido según la fórmula

$$L_{comp} = t_{comp}(i-2) + d(i_{ap}+1),$$

donde i_{ap} es el número de espiras de apoyo que se elige dentro de los límites de 2 a 3; $t_{comp} = d + s$ es el paso de las espiras activas del muelle en estado comprimido (d es el diámetro del alambre, s es la holgura mínima entre las espiras activas que se elige en los límites $s = 0{,}3 \ldots 1$).

Si las dimensiones axiales del muelle resultan inadmisibles, se repite el cálculo, aumentando el diámetro D del muelle.

En la etapa final del cálculo se determina la longitud del muelle en estado libre: $L = L_{comp} + \lambda$.

El paso de las espiras activas del muelle en estado libre (paso de enrollamiento) se determina de la fórmula siguiente:

$$t = \frac{L - d(i_{ap}+1)}{i-2}.$$

El valor encontrado se redondea hasta el valor próximo que pueda obtenerse al enrollar en un torno o en una enrolladora automática. Luego se construye la característica del muelle que en el caso dado

tiene la forma de un triángulo rectángulo (fig. 358), uno de cuyos catetos es igual a la deformación del muelle λ (en mm), mientras que en el otro, en escala conveniente, se representa la fuerza P (en kgf) que corresponde a esta deformación.

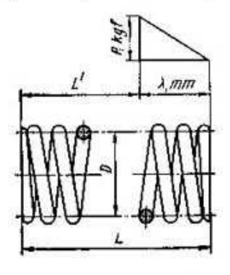


Fig. 358. Característica de un muelle de compresión

Es obligatorio comprobar la longitud del muelle en estado completamente comprimido, lo que se realiza por la expresión (11):

$$L' = (1{,}1 \ldots 1{,}15)\, d\, (i + i_{ap} - 1).$$

La longitud de desarrollo del muelle se calcula por la fórmula

$$L_{des} = \pi D \left(\frac{i}{\cos\alpha} + \frac{i_{ap}}{\cos\alpha_0} \right),$$

donde i es el número de las espiras activas; i_{ap} es el número de las espiras de apoyo; α es el ángulo de inclinación de las espiras activas $\left(\mathrm{tg}\alpha = \frac{t}{\pi d}\right)$; α_0 es el ángulo de inclinación de las espiras de apoyo

$$\left(\mathrm{tg}\,\alpha_0 = \frac{d}{\pi D} = \frac{1}{\pi c} \right).$$

Como $\cos\alpha_0$ es muy próximo a la unidad

$$L_{des} = \pi D \left(\frac{i}{\cos\alpha} + i_{ap} \right),$$

o (con un grado de precisión aproximadamente igual)

$$L_{des} = \pi D \frac{i + i_{ap}}{\cos\alpha},$$

Para determinar la longitud de la pieza bruta el valor de L_{des} se aumenta (teniendo en cuenta los desechos) un 5—10%. Por eso cuando los valores de $\alpha = 6 \ldots 12°$ son los corrientes, puede usarse la fórmula simplificada

$$L_{des} \approx \pi D i_{tot},$$

donde i_{tot} es el número total de espiras.

Los muelles de compresión, como regla, trabajan con apretura previa. El valor de la carga previa P_{pr}, el valor de la carga de funcionamiento máxima $P_{máx}$ y la carrera de trabajo del muelle λ_{tr} corrientemente se prefijan por las condiciones en que el mecanismo trabaja. En casos semejantes, el problema de cálculo se reduce a elegir un muelle con características que satisfagan la obtención de los valores de P_{pr} y $P_{máx}$ prefijados, para el valor λ_{tr} dado.

El cálculo se realiza del modo siguiente. Al principio se determinan los parámetros del muelle que permitan obtener $P_{máx}$, se encuentra la deformación completa del muelle $\lambda_{máx}$ y se calcula el valor

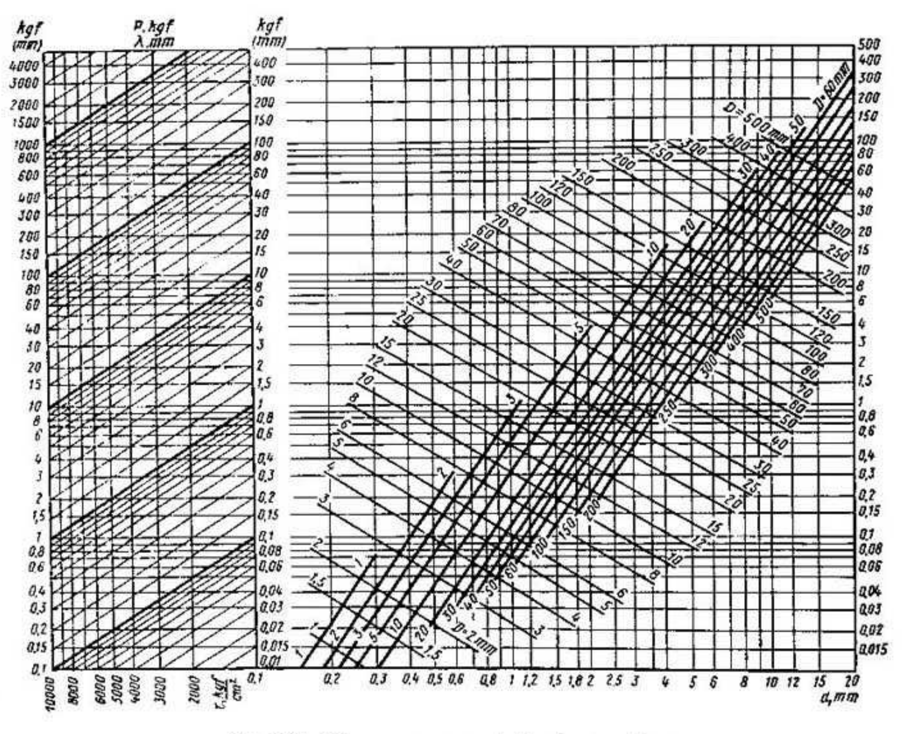


Fig. 359. Diagrama para calcular los muelles

de P_{pr}, mediante la correlación

$$P_{pr} = P_{máx} \frac{\lambda_{máx} - \lambda_{tr}}{\lambda_{máx}}.$$

Si el valor obtenido de P_{pr} se diferencia mucho del prefijado, entonces se cambian los parámetros del muelle hasta obtener la característica necesaria.

En la fig. 359 se expone un diagrama (sinóptico) compuesto a base de las ecuaciones (17), (18) y (20), para calcular muelles espirales fabricados de alambre de sección circular. En el eje de abscisas están trazados los diámetros d del alambre en mm. La red de líneas llenas representa, para diferentes valores del diámetro medio D del muelle, las fuerzas que desarrolla el muelle. Los valores de las fuerzas se indican por las líneas rectas inclinadas en la columna izquierda del diagrama, en función de la tensión de torsión τ en kgf/cm².

La red de líneas finas representa la flexión de una espira del muelle λ (en mm) en función de la tensión de torsión τ (en kgf/cm²), para diferentes valores del diámetro medio D. Las flexiones se determinan en la columna izquierda según las mismas líneas rectas que las de las fuerzas.

Al construir el diagrama se ha tomado que $G = 8 \cdot 10^5$ kgf/cm².

Examinemos algunos ejemplos numéricos.

1. Es preciso determinar las tensiones en un muelle de diámetro $D = 30$ mm y $d = 2{,}5$ mm cargado con la fuerza $P = 10$ kgf.

Solución. Trazando una línea horizontal por el punto en el que la ordenada $d = 2{,}5$ mm se encuentra con la curva de la carga para $D = 30$ mm (red de líneas llenas) hasta su intersección con la línea recta inclinada $P = 10$ kgf en la columna izquierda, obtenemos que la tensión es igual a 5600 kgf/cm².

2. Hay que determinar la tensión en un muelle de diámetro $D = 60$ mm y $d = 10$ mm, cuando su deformación es 40 mm. El número de espiras activas del muelle es 8.

Solución. La flexión de una espira es igual a 5 mm. Trazando una línea horizontal por el punto en que la ordenada $d = 10$ mm se encuentra con la curva de flexión para $D = 60$ mm (red de curvas finas) hasta su intersección con la recta inclinada $\lambda = 5$ mm en la columna izquierda, obtenemos que la tensión es igual a 4 600 kgf/cm².

Al trazar una línea horizontal por el punto en el que la ordenada $d = 10$ mm se encuentra con la cura de carga para $D = 60$ mm (red de líneas llenas) hasta su intersección con la ordenada $\tau = 4400$ kgf/cm² en la columna izquierda, encontramos que la fuerza desarrollada por el muelle es igual a 220 kgf.

3. Se requiere determinar la deformación de un muelle de diámetro $D = 30$ mm y $d = 2$ mm, siendo el número de espiras activas igual a 8. La tensión en el muelle es igual a 3000 kgf/cm².

Solución. Trazando una línea horizontal por el punto en el que la ordenada $d = 2$ mm se encuentra con la curva de pandeo para $D = 30$ mm (red de líneas finas) hasta la intersección con la ordenada $\tau = 3000$ kgf/cm² en la columna izquierda, obtenemos que la flexión de una espira es igual a 5 mm.

La deformación total del muelle es igual a 40 mm.

La carga del muelle se encuentra, al trazar una línea horizontal por el punto en el que la ordenada $d = 2$ mm se encuentra con la curva de carga para $D = 30$ mm (red de líneas llenas) hasta su encuentro con ordenada $\tau = 3000$ kgf/cm². La carga es igual a 2,8 kgf.

4. Es necesario determinar la deformación del muelle de diámetro $D = 10$ mm y $d = 1$ mm cargado con la fuerza $P = 1$ kgf. El número de espiras activas del muelle es igual a 10.

Solución. Trazando una línea horizontal por el punto en que la ordenada $d = 1$ mm se encuentra con la curva de carga para $D = 10$ mm (red de líneas llenas) hasta su intersección con la recta inclinada $P = 1$ kgf en la columna izquierda, obtenemos que la tensión es igual a 3000 kgf.

Si se traza una línea horizontal que pase por el punto en el que la ordenada $d = 1$ mm se encuentra con la curva de flexiones $D = 10$ mm (red de líneas finas) hasta su intersección con la ordenada $\tau = 3000$ kgf/cm², obtenemos que la flexión de una espira es igual a 1 mm. Por consiguiente, la deformación total del muelle es igual a 10 mm.

5. Hay que elegir un muelle para la carga de funcionamiento igual a $P = 40$ kgf, siendo la tensión de torsión $\tau = 4000$ kgf/cm². El diámetro del muelle es $D = 40$ mm. La deformación del muelle debe ser igual a 20 mm.

Solución. Si se traza una línea horizontal por el punto $P = 40$ kgf, siendo la tensión $\tau = 4000$ kgf/cm² (columna izquierda), hasta su intersección con la curva de carga para $D = 40$ mm (red de líneas llenas), obtenemos $d = 5$ mm.

Construyendo una línea horizontal por el punto en el que la ordenada $d = 5$ mm se encuentra con la curva de flexión para $D = 40$ mm (red de líneas finas) hasta la intersección con ordenada $\tau = 4000$ kgf/cm² en la columna izquierda, encontramos que la flexión de una espira $\lambda = 4$ mm. Resulta que el muelle debe tener 5 espiras de trabajo.

La longitud del muelle en estado libre se determina según la fórmula (10). Suponiendo que el paso del muelle $t = 1{,}5\lambda + d = 11$ mm y el número de las espiras de apoyo $i_{ap} = 3$, obtenemos $L = 53$ mm.

Muelles con espiras de sección cuadrada y rectangular. La tensión en un muelle con espiras de sección cuadrada

$$\tau = k\frac{2{,}4PD}{a^3}, \tag{21}$$

donde D es el diámetro medio del muelle; a es el lado del cuadrado

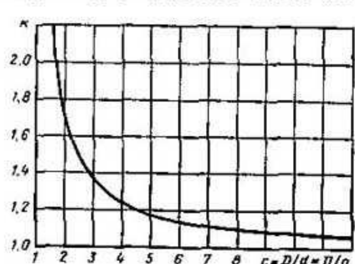


Fig. 360. Cálculo de los muelles con espiras de sección cuadrada

de la sección; k es un coeficiente,

$$k = \frac{4c + 3}{4c - 2},$$

donde $c = D/a$ (fig. 360).

La fuerza desarrollada por el muelle

$$P = 0{,}416\frac{a^3}{kD}\tau. \tag{22}$$

La deformación del muelle bajo la acción de la fuerza P (para los valores que se usan más frecuentemente de $k = 1, 1, \ldots 1,2$)

$$\lambda = 5,57 \frac{PDi}{Ga^4} = 5,57 \frac{Pc^3 i}{Ga}, \qquad (23)$$

o

$$\lambda = 2,3 \frac{Di\tau}{Ga} = 2,3 \frac{Di\tau c}{G},$$

donde i es el número de espiras activas del muelle; G es el módulo de elasticidad de deslizamiento.

Al comparar las expresiones (22) y (23) con las fórmulas (18) y (19), respectivamente se ve que un muelle cuyas espiras tienen sección cuadrada, siendo iguales las tensiones, desarrolla una fuerza aproximadamente el 3% mayor y tiene una deformación aproximadamente el 30% menor que el muelle cuyas espiras son de sección circular de diámetro $d = a$.

Las tensiones en las espiras de perfil rectangular con lados a y b (a es el lado perpendicular al eje del muelle) pueden determinarse de la correlación

$$\tau = \psi \frac{PD}{ab\sqrt{ab}}. \qquad (24)$$

Los valores del coeficiente ψ en función de b/a para diferentes valores de $c = D/a$, se exponen en la fig. 361.

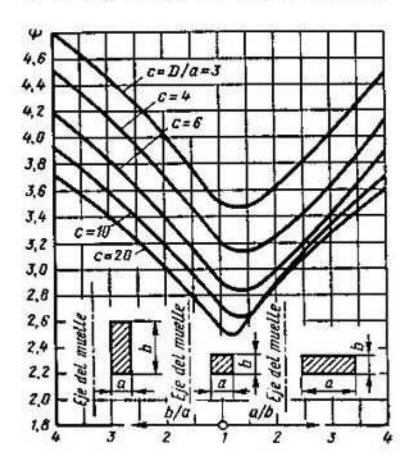


Fig. 361. Cálculo de los muelles con espiras de sección rectangular

Los muelles donde las secciones de las espiras resultan alargadas a lo largo del eje ($b/a > 1$), se caracterizan por una mayor rigidez y se emplean para percibir cargas más elevadas con deformaciones insignificantes.

Los muelles en los que las secciones de las espiras están alargadas en dirección perpendicular al eje del muelle ($a/b > 1$) tienen una característica de inclinación más suave. Cabe destacar que es dificultoso enrollar estos muelles, ya que durante el enrollamiento surgen grandes deformaciones por la flexión. No se recomienda usar relaciones $a/b > 2$.

El índice de los muelles $c = D/a$, en todos los casos no debe ser menor que 4.

Estabilidad de los muelles

Cuando la longitud del muelle es grande surge el peligro de que éste pierda la estabilidad longitudinal, o sea, su pandeo lateral.

Para los muelles con carga axial con elementos centradores bien orientados que aseguran el paralelismo entre los topes del muelle

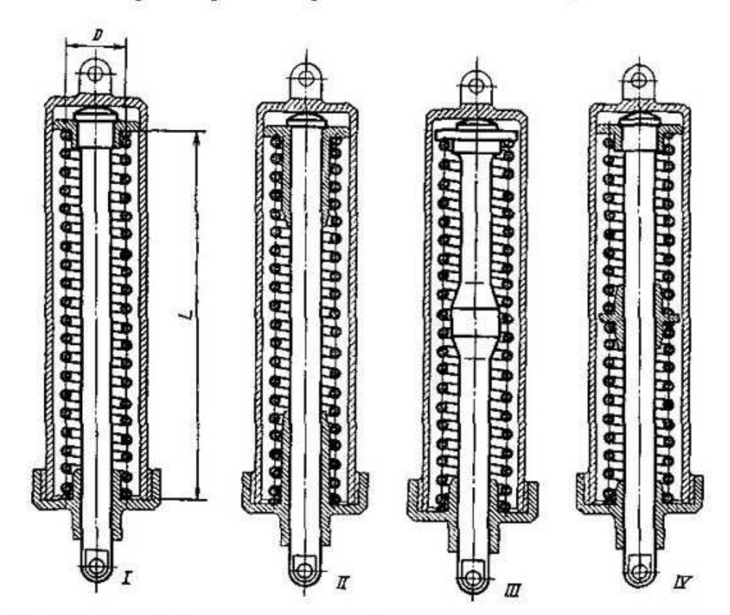


Fig. 362. Procedimientos para prevenir la pérdida de la estabilidad longitudinal de los muelles

durante la carrera de trabajo, la relación límite entre la altura L del muelle en estado libre y el diámetro medio D de éste (fig. 362, I), con la que el muelle todavía conserva la estabilidad, es igual ≈ 5; para los muelles que tienen elementos centradores articulados $L/D = 2{,}5$.

Teniendo en cuenta la posibilidad de la aplicación excéntrica de la carga, la curvatura de las espiras, etc., es conveniente disminuir la relación L/D 1,5 . . . 2 veces en comparación con los valores indicados anteriormente.

Cuando los muelles ocupan posición horizontal o inclinada y surgen cargas transversales provocadas por el peso de las espiras, la relación L/D es conveniente disminuirla aun más.

Si las condiciones de la estructura son tales que resulta imposible evitar el uso de muelles largos, es necesario prever especiales medidas que imposibiliten la pérdida de la estabilidad. Tales medidas como alargar los torneados centradores para reducir el tramo libre del muelle (fig. 362, *II*), introducir un torneado centrador adicional en la parte media del muelle (fig. 362, *III*) están vinculadas con el aumento del rozamiento y con el peligro de que las espiras del muellee se desgasten. Lo mejor de todo es dividir los muelles largos en varios cortos, estables que deben apoyarse sobre elementos centradores flotantes, bien orientados a lo largo del eje de muelle (fig. 362, *IV*). Sin embargo, este procedimiento está vinculado con el aumento de la longitud del dispositivo debido a la introducción de espiras adicionales de apoyo en los tramos donde se sitúan los elementos centradores flotantes.

Vibraciones de resonancia

Los muelles que trabajan bajo cargas cíclicas están sujetos a vibraciones de resonancia que provocan el aumento de la tensión en las espiras y alteran las características elásticas del sistema. Las

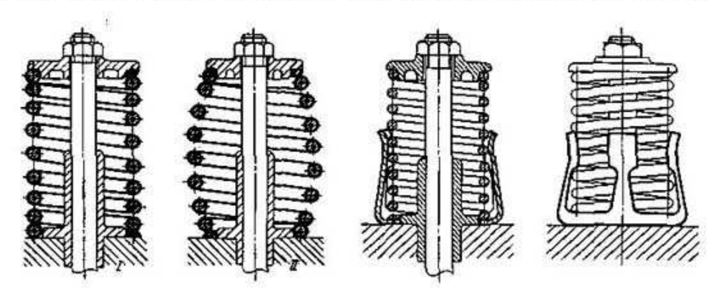


Fig. 363. Respecto de las vibraciones de resonancia en los muelles

Fig. 364. Colocación de amortiguadores en un muelle de compresión

vibraciones de resonancia son la causa más frecuente de que los muelles sometidos a solicitación cíclica de alta frecuencia, se rompan.

Los muelles de esta índole es preciso calcularlos teniendo en cuenta la posible resonancia, para atribuirles tales parámetros (D, d, L, i) que excluyan la aparición de vibraciones de resonancia en los regímenes de funcionamiento. La metodología de cálculo se expone en manuales especiales.

Para evitar las vibraciones se usan frecuentemente los muelles con paso variable de enrollamiento (fig. 363, *I*) y los muelles de configuración especial, por ejemplo, acubados (fig. 363, *II*).

Un método eficaz de combatir las vibraciones de resonancia consiste en instalar amortiguadores, por ejemplo, en forma de muelles ligeros de láminas que entran en contacto con las espiras en los sectores donde la amplitud de las vibraciones es mayor (fig. 364).

Muelles compuestos

La instalación concéntrica de los muelles (fig. 365, *II* y *III*) persigue dos objetivos: 1) para aumentar la flexibilidad del sistema (para el valor prefijado de la carga P y dimensiones radiales prefijadas); 2) para aumentar la carga posible del sistema.

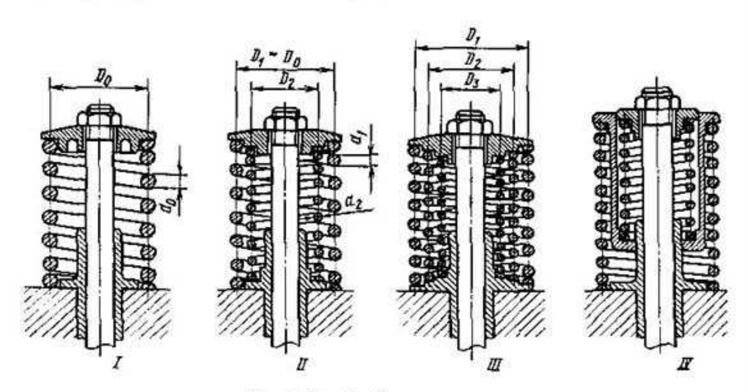


Fig. 365. Muelles compuestos

Es provechoso que las tensiones máximas en los muelles concéntricos sean iguales y que los muelles tengan igual carrera de trabajo. La última condición conduce a la correlación

$$i_1 d_1 = i_2 d_2 = \dots = i_n d_n \tag{25}$$

o

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{i_2}{i_1}, \text{ etc.,} \tag{26}$$

donde i, d son el número de espiras y los diámetros de los alambres de los muelles, respectivamente; n es número de muelles concéntricos.

Es fácil demostrar que ambas condiciones se cumplen cuando son iguales los índices de los muelles concéntricos:

$$c = \frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2}, \text{ etc.}$$

De aquí se deduce que

$$d_1 = \frac{D_1}{c}; \quad d_2 = \frac{D_2}{c}, \text{ etc.},$$

o

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{d_1}{d_2}, \text{ etc.} \tag{27}$$

Los muelles deben situarse con una holgura δ que sea suficiente para asegurar el centrado correcto de los muelles y que tome en consideración el cambio de los diámetros de los muelles durante la compresión.

Para empezar las consideraciones se puede admitir que

$$\delta = \frac{d_1 - d_2}{2},$$

donde d_1 y d_2 son los diámetros de los alambres en los muelles vecinos.

En este caso el diámetro D_2 del muelle menor es igual al diámetro D_1 del muelle mayor disminuido en el valor

$$2\left(\frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{d_1 - d_2}{2}\right) = 2d_1,$$

es decir, $D_2 = D_1 - 2d_1$.

De otro modo

$$\frac{D_2}{D_1} = 1 - 2\frac{d_1}{D_1} = 1 - \frac{2}{c}. \tag{28}$$

Uniendo las expresiones (26) — (28) obtenemos

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{i_2}{i_1} = \frac{1}{1 - 2/c}$$

La relación entre las fuerzas P_1 y P_2 que percibe cada uno de los muelles es

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{d_1^3 D_2}{d_2^3 D_1} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 = \left(\frac{1}{1 - 2/c}\right)^2. \tag{29}$$

Comparemos la deformación elástica del muelle de diámetro D_0 que lleva la carga P_0 (véase fig. 365, *I*) y la del sistema equivalente formado por dos muelles que soportan la misma carga $P_0 = P_1 + P_2$. Tomemos el diámetro del muelle exterior D_1 igual a D_0. Este muelle lleva la carga $P_1 = P_0 - P_2$, de donde

$$\frac{P_0}{P_1} = 1 + \frac{P_2}{P_1} = 1 + \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 = 1 + (1 - 2/c)^2. \tag{30}$$

La deformación elástica λ_1 del muelle exterior (ésta es, también, la deformación elástica de todo el sistema de dos muelles) está vinculada con la deformación elástica λ_0 de un muelle mediante la

correlación

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_0}=\frac{P_1}{P_0}\frac{i_1}{i_0}\left(\frac{D_1}{D_0}\right)^3\left(\frac{d_0}{d_1}\right)^4. \qquad (31)$$

En vista de que

$$D_1=D_0 \text{ y } \frac{i_1}{i_0}=\frac{d_0}{d_1}, \quad \frac{\lambda_1}{\lambda_0}=\frac{P_1}{P_0}\left(\frac{d_0}{d_1}\right)^5,$$

se puede escribir (véase la ecuación 18) que

$$\frac{d_0}{d_1}=\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{1/3}.$$

Por consiguiente

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_0}=\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{2/3}.$$

O, teniendo en cuenta la ecuación (31)

$$\frac{\lambda_1}{\lambda_0}=[1+(1-2/c)^2]^{2/3}.$$

Más adelante se dan los valores de la relación $\frac{\lambda_1}{\lambda_0}$ para los valores corrientes del índice del muelle $c = 8 \ldots 15$:

c	8	10	12	15
λ_1/λ_0	1,32	1,38	1,43	1,42

De este modo la flexibilidad del sistema de dos muelles concéntricos es el 32 . . . 45% mayor que la flexibilidad de un sistema equivalente con un muelle. Cuando el número de muelles es igual a tres, la ventaja en la flexibilidad es aún mayor.

Examinemos ahora en cuanto aumenta la carga posible al pasar a una instalación concéntrica de muelles múltiples, si la deformación de los sistemas permanece invariable. Supongamos que el muelle exterior del sistema concéntrico tiene los mismos parámetros que el muelle en el dispositivo de un resorte, y lleva la misma carga P_0.

Conservando sin variación las suposiciones hechas anteriormente sobre la igualdad de las tensiones máximas y las carreras de trabajo en la instalación de muelles concéntricos, obtenemos que el segundo muelle de menor diámetro colocado en el interior del muelle exterior, desarrollará una fuerza que, según la ecuación (29), será igual a

$$P_1 = P_0\,(1-2/c)^2.$$

La carga posible sumaria del sistema es

$$\Sigma P = P_0 + P_1 = P_0\,[1+(1-2/c)^2].$$

A continuación se dan los valores de las relaciones $\frac{\Sigma P}{P_0}$ para diferentes valores de c:

c	8	10	12	15
$\frac{\Sigma P}{P_0}$	1,56	1,64	1,7	1,75

De este modo la carga posible para la instalación de dos muelles será el 56 . . . 75% mayor que la de un muelle.

El tercer muelle colocado en el interior del segundo desarrollará la fuerza

$$P_2 = P_1 (1 - 2/c)^2 = P_0 (1 - 2/c)^4.$$

La carga posible sumaria del sistema será

$$\Sigma P = P_0 + P_1 + P_2 = P_0 [1 + (1 - 2/c)^2 + (1 - 2/c)^4].$$

Aquí se exponen los valores de las relaciones $\frac{\Sigma P}{P_0}$ para diferentes valores de c:

c	8	10	12	15
$\frac{\Sigma P}{P_0}$	1,88	2,05	2,19	2,25

Vemos que la carga posible para la instalación de tres muelles será el 88 . . . 125% mayor que la de un muelle.

Los muelles adyacentes en los sistemas concéntricos siempre se realizan con las espiras dirigidas en sentido diferente para asegurar una aplicación más uniforme de la carga y evitar que las espiras de un muelle penetren en las holguras entre las espiras de otro muelle, si uno de ellos se rompe.

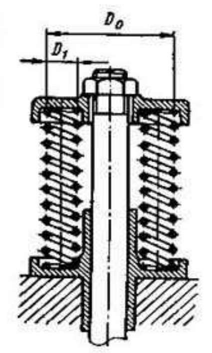


Fig. 366. Conjunto de muelles múltiples

En algunos casos para obtener mayor flexibilidad se usan sistemas de muelles concéntricos en los que los resortes se comprimen sucesivamente (fig. 365, *IV*). La flexibilidad del sistema es igual a la flexibilidad sumaria de los muelles que se ponen en funcionamiento sucesivamente. Al designar los parámetros de los muelles es conveniente cumplir las condiciones (25) — (27).

En la fig. 366 se muestra otro tipo de muelles compuestos: un muelle espiral de un alambre se sustituye por un juego de muelles de diámetro pequeño ubicados por la periferia de las arandelas de apoyo.

Las correlaciones entre la elasticidad y la carga posible de este sistema y del sistema con un muelle, son aquí diferentes de los que tienen lugar con muelles concéntricos.

El diámetro D_1 de los muelles que pueden instalarse dentro de los límites de las dimensiones del muelle inicial de diámetro D_0, puede encontrarse de la correlación aproximada

$$D_1 = \frac{0{,}8\pi (D_0 - D_1)}{n}$$

donde n es el número de muelles; 0,8 es el coeficiente que tiene en cuenta las condiciones de centrado de los muelles.

De esta expresión se deduce que

$$\frac{D_1}{D_0} = \frac{1}{1+0{,}4n}. \tag{32}$$

Comparemos la deformación que sufren el sistema de muelles múltiples y el de un solo muelle cargados con una fuerza igual P_0.

Cuando las fuerzas P_0 son iguales, de la ecuación (31) se obtiene la siguiente correlación entre la deformación de un sistema de muelles múltiples y la de un sistema de un solo muelle:

$$\frac{\lambda'}{\lambda_0} = \left(\frac{D_1}{D_0}\right)^3 \cdot \frac{i}{i_0} \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^4,$$

donde d_0 y d_1 son los diámetros de los alambres en las instalaciones de un muelle y de muelles múltiples, respectivamente.

Haciendo uso de la ecuación (32) y tomando como antes $\frac{i_1}{i_0} = \frac{d_0}{d_1}$, obtenemos

$$\frac{\lambda'}{\lambda_0} = \left(\frac{1}{1+0{,}4n}\right)^3 \left(\frac{d_0}{d_1}\right)^5. \tag{33}$$

La relación d_0/d_1 se encuentra de las ecuaciones ofrecidas anteriormente. Cuando las fuerzas que actúan sobre el sistema, son iguales $(P_0 = nP_1)$

$$\frac{d_0}{d_1} = \left(\frac{k_0}{k_1}\right)^{1/3} \left(\frac{n}{1+0{,}4n}\right)^{1/3}$$

o, en vista de que la magnitud $\left(\frac{k_0}{k_1}\right)^{1/3}$ es próxima a la unidad,

$$\frac{d_0}{d_1} \approx \left(\frac{n}{1+0{,}4n}\right)^{1/3}$$

Al introducir esta correlación en la expresión (33) obtenemos

$$\frac{\lambda'}{\lambda_0} \approx \frac{n^{5/3}}{(1+0{,}4n)^{4/5}}.$$

Más abajo se dan los valores de $\frac{\lambda'}{\lambda_0}$ para diferentes números n de muelles en una instalación de muelles múltiples:

n	6	8	10	12
λ'/λ_0	0,5	0,43	0,37	0,31

De este modo, la rigidez de un sistema de muelles múltiples del tipo descrito es mayor que la rigidez de un sistema de un solo muelle, en grado tanto mayor, cuanto más grande es el número de muelles (de 2 a 3 veces).

Comparemos ahora la carga posible de los sistemas de muelles múltiples y de un muelle, siendo igual la deformación.

Cuando las deformaciones son iguales se puede escribir

$$\frac{d_1}{d_0} = \frac{1}{(1+0{,}4n)^{3/5}}. \tag{34}$$

En lo que se refiere a la carga posible relativa de los sistemas (siendo iguales τ_{adm}),

$$\frac{P_1}{P_0} = n\left(\frac{d_1}{d_0}\right)^3 \frac{D_0}{D_1}\frac{k_0}{k_1} = n\,(1+0{,}4n)\left(\frac{d_1}{d_0}\right)^3 \frac{k_0}{k_1}.$$

Teniendo en cuenta las ecuaciones (34) se puede escribir la correlación siguiente:

$$\frac{P_1}{P_0} = \frac{n}{(1+0{,}4n)^{4/5}}\frac{k_0}{k_1} \approx \frac{n}{(1+0{,}4n)^{4/5}}.$$

Los valores de las relaciones P_1/P_0 se dan a continuación para diferentes números de muelles:

n	6	8	10	12
P_1/P_0	2,3	2,5	2,65	2,9

Como se ve, la carga posible para un sistema de muelles múltiples es 2 . . . 3 veces mayor que la de un muelle.

De este modo se revela la singularidad principal de los sistemas de muelles múltiples del tipo dado: elevada carga posible con elevada rigidez. Los sistemas de este tipo frecuentemente se usan en instalaciones de grandes dimensiones radiales para los cuales el sistema de un solo muelle resulta demasiado blando. Además, en tales casos los dispositivos de muelles múltiples aseguran una aplicación más uniforme de la carga por la periferia de las piezas cargadas.

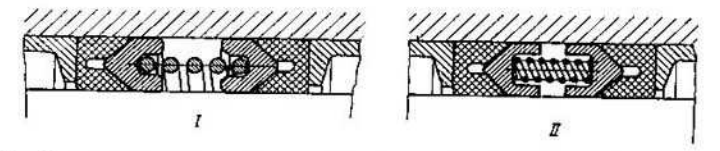


Fig. 367. Empaquetaduras de manguito de un muelle (*I*) y de muelles múltiples (*II*)

Un ejemplo de la sustitución racional de un muelle espiral cilíndrico por varios muelles de diámetro pequeño en una empaquetadura de manguito de diámetro grande que se expone en la fig. 367.

Muelles cónicos

Los muelles cónicos se emplean la mayoría de las veces cuando es necesario obtener una característica curvilínea del muelle con rigidez creciente a medida que se comprime.

Los parámetros fundamentales de los muelles cónicos son: el ángulo θ de inclinación de la línea central de las secciones de las espiras, respecto del eje del muelle (fig. 368) y la ley de variación del paso de las espiras a lo largo del eje del muelle. Cuando el paso t

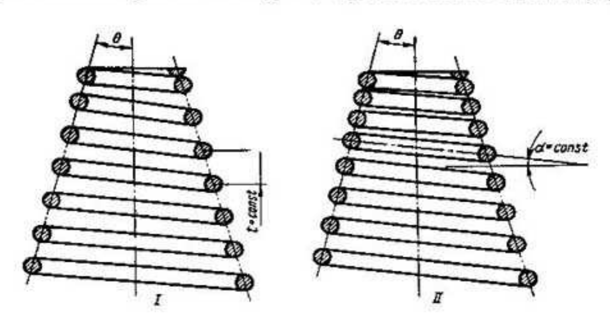


Fig. 368. Muelles cónicos:
I—con paso constante; *II*—con ángulo constante de la hélice de las espiras

es constante, la proyección de la línea axial de las espiras en el plano perpendicular al eje del muelle es una espiral de Arquímedes cuya ecuación en coordenadas polares tiene la forma

$$R = a\varphi,$$

donde φ es el ángulo corriente de coordenadas polares; a es una constante ($a = t \ \mathrm{tg} \ \theta/\pi$).

Cuando el paso es variable, la ecuación de la proyección de las espiras adquiere un aspecto más complicado.

El aumento de la rigidez del muelle durante la compresión se explica por una flexibilidad desigual de las espiras que depende de sus diámetros. Al aplicar la carga en primer lugar se comban las espiras de mayor diámetro. La primera espira de apoyo se asienta en el plano de apoyo, luego sobre ésta se superpone la espira siguiente, etc. Las espiras que han entrado en contacto dejan de funcionar. La rigidez del muelle crece ininterrumpidamente a medida que el muelle se comprime tanto debido a la reducción del número de espiras libres, como a la disminución paulatina de su diámetro.

La característica del muelle se hace curvilínea sólo cuando sus parámetros se combinan de modo determinado.

La condición de conservación de la característica rectilínea consiste en la proporcionalidad entre el paso t de las espiras y las deformaciones λ de éstas: $t = \text{const}\ \lambda$.

Según la ecuación (19) la deformación de las espiras, siendo las demás condiciones iguales, es proporcional al cubo del diámetro medio de las espiras: $t = \text{const}\ D^3$.

El cambio del diámetro medio de las espiras a lo largo del eje del muelle puede expresarse mediante la correlación $D = 2L\ \text{tg}\theta$, donde θ es una mitad del ángulo en el vértice del cono; L es la distancia de la espira al vértice de cono.

En vista de que $t = \pi D\ \text{tg}\ \alpha$, donde α es el ángulo de elevación de las espiras; $\text{tg}\ \alpha = \text{const}\ L^2 \text{tg}^2\theta = \text{const}\ L^2$, es decir, en un muelle cónico con característica rectilínea la tangente del ángulo de elevación debe reducirse hacia el vértice del muelle en forma propocional al cuadrado de la distancia desde el vértice.

En la práctica más frecuentemente se usan los muelles con paso constante (fig. 368, *I*) en los que el ángulo de elevación de las espiras es inversamente proporcional a la distancia desde el vértice del cono, así como los muelles con ángulo constante de elevación de las espiras (fig. 368, *II*) en los que el paso disminuye de modo directamente proporcional a la distancia desde el vértice del cono. Tanto los primeros, como los segundos muelles tienen características curvilíneas. En los muelles de paso constante la característica es abrupta y en los muelles de ángulo constante de elevación esta característica es de pendiente más suave.

Son también posibles otras regularidades de la variación del paso y del ángulo de elevación de las espiras que aseguran formas diferentes de la característica.

El centrado de los muelles cónicos es más difícil que el de los cilíndricos a consecuencia de la forma espiral de las espiras (en el plano). Con el fin de asegurar el centrado correcto, las espiras extremas se enderezan por una circunferencia, estando asegurada tecnológicamente la concentricidad de las circunferencias de las espiras de apoyo respecto al eje del muelle.

Una variedad especial de los muelles cónicos son los telescópicos que, al comprimirlos por completo, se pliegan en forma de una espiral plana. Los muelles de esta índole son muy cómodos cuando las dimensiones axiales están limitadas.

La altura del muelle en estado completamente comprimido es igual al diámetro del alambre d independientemente del número de espiras, mientras que la altura de un muelle cilíndrico completamente comprimido es igual a $d\ (i + 1)$, donde i es el número de espiras.

La altura de un muelle telescópico en estado libre (fig. 369) es $H = d + \lambda$. En esta expresión λ es la deformación total del muelle ($\lambda = it$, donde t es el paso de las espiras).

La altura de un muelle cilíndrico en estado libre es $H = d\ (i + 1) + \lambda$. En esta expresión $\lambda = is$, donde s es el valor de la holgura entre las espiras.

La correlación geométrica fundamental de los muelles telescópicos puede escribirse en la forma siguiente:

$$\operatorname{tg}\theta > d/t,$$

donde θ es mitad del ángulo en el vértice del cono.

El centrado de los muelles telescópicos tiene las mismas particularidades que el de los demás muelles cónicos en general.

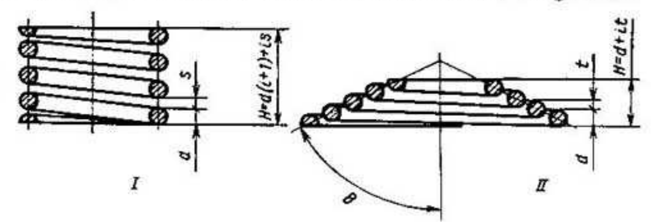


Fig. 369. Comparación de las alturas de los muelles en estado libre: *I*—cilíndrico; *II*—cónico telescópico

Si existe la necesidad de percibir grandes fuerzas en dimensiones limitadas se emplean los muelles telescópicos con espiras de sección rectangular (fig. 370) que se fabrican enrollando una cinta de acero hasta obtener una espiral plana y deformándola luego para atribuirle conicidad. Para evitar de que se produzca el efecto de «constricción inversa», es decir, que se originen en las espiras tensiones previas desfavorables, la espiral se somete al recocido (antes o después de la deformación). Las espiras de apoyo (normalmente es la espira inferior de diámetro grande) se enderezan en forma de circunferencia; los topes del muelle se rectifican hasta que sean planos. Después se procede al tratamiento térmico corriente que consiste en el temple y revenido medio.

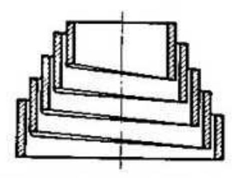


Fig. 370. Muelle telescópico con espiras de sección rectangular

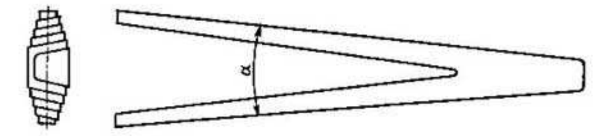


Fig. 371. Muelle de dos conos (a la derecha — pieza bruta para fabricar este muelle)

A veces se usan muelles de dos conos (fig. 371) que se fabrican al enrollar piezas brutas en V con ángulo de abertura α igual al ángulo de elevación de las espiras en el muelle.

Muelles prismáticos

Para trabajar en condiciones especiales se usan los muelles prismáticos que tienen en el plano forma rectangular (fig. 372, *I*) y que se enrollan sobre mandriles del perfil correspondiente. Los muelles de este género se usan, por ejemplo, en los depósitos de cartuchos de las armas portátiles. Los muelles prismáticos se caracterizan por su

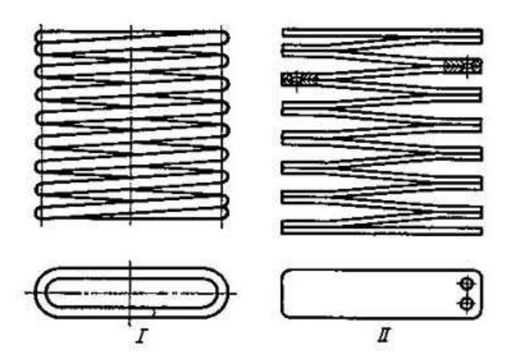


Fig. 372. Muelles prismáticos

inestabilidad, se encorvan fácilmente y se tuercen bajo la carga. Debido a esto los muelles siempre se instalan en guías rígidas interiores o exteriores cuya forma corresponde a la del muelle en el plano. A veces los muelles de este tipo se producen en forma de un juego de láminas elásticas (fig. 372, *II*).

Muelles de tracción

Los muelles de tracción se enrollan casi siempre sin holgura entre las espiras o incluso con apretura entre éstas, lo que se obtiene al desplazar el alimentador de alambre de la enrolladora automática respecto a las espiras que se enrollan (*muelles con presión entre espiras*).

Los extremos de los muelles llevan ganchos que sirven para unirlos con las piezas a apretar. A diferencia de los muelles de compresión que necesitan una dirección rígida para sus topes, los muelles de tracción trabajan en estado libre, centrándose sólo por medio de los puntos de apoyo. La fijación con ayuda de ganchos posee la propiedad de articulación gracias a lo cual el muelle a medida que se estira, puede cambiar su posición en el espacio dentro de límites considerables. Esto hace que los muelles de tracción sean sobre todo cómodos para unir piezas cuya posición angular varía durante el trabajo, por ejemplo, para suspender las palancas (fig. 373, *I* y *II*).

Sin embargo, la fijación con ganchos tiene ciertos defectos. La longitud del muelle con ganchos siempre es mayor que la de los muelles de compresión de igual flexibilidad. Con los ganchos es difícil asegurar la aplicación central de la carga; el muelle se somete a cargas adicionales de flexión y en los mismos ganchos surgen altas tensiones de flexión que pueden conducir en el transcurso del tiempo, a la aparición de unas deformaciones residuales. Como resultado de la deformación de los ganchos y de los sectores en los que éstos pasan a la espiral, el muelle se alarga y pierde sus características elásticas. Los muelles de tracción pueden trabajar sin perder sus propiedades elásticas sólo con tensiones calculadas reducidas.

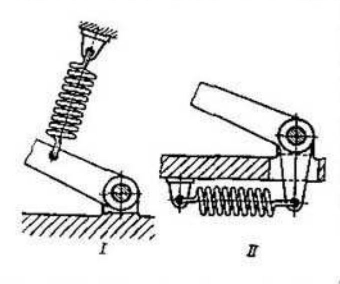


Fig. 373. Ejemplos de empleo de muelles de tracción

Por estas causas los muelles de tracción casi nunca se usan en mecanismos propulsores de responsabilidad (de acción cíclica). En estas condiciones los muelles de compresión tienen menores dimensiones y mayor fiabilidad de funcionamiento.

Cuando por las condiciones de trabajo el elemento elástico debe estirarse variando su posición en el espacio, frecuentemente se usan muelles de compresión

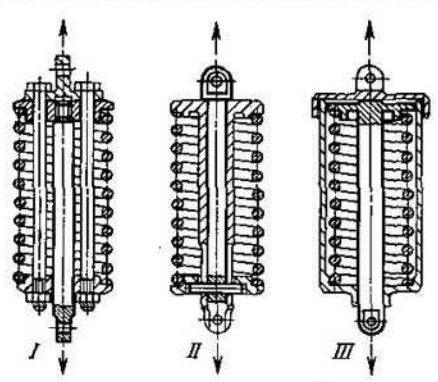


Fig. 374. Colocación de los muelles de compresión con inversores del sentido de marcha para percibir fuerzas de tracción

con inversores del sentido de marcha (fig. 374, *I*, *II* y *III*). Sin embargo, los muelles de este tipo son poco útiles para los mecanismos de acción cíclica de alta frecuencia, puesto que la masa de los inversores provoca cargas adicionales de inercia.

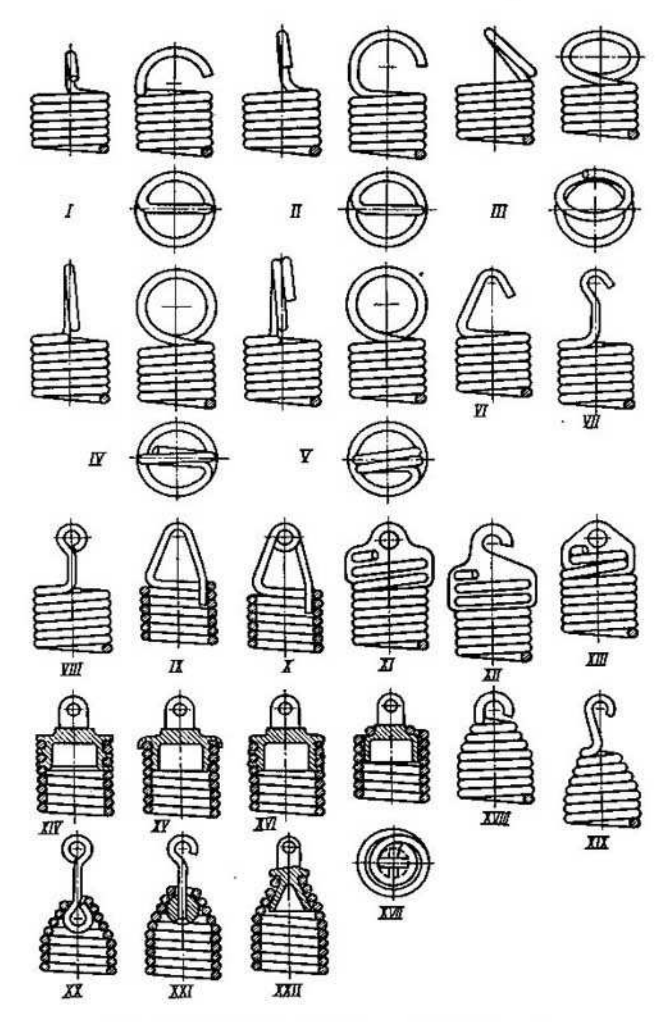


Fig. 375. Ganchos de los muelles de tracción

Las estructuras empleadas de ganchos se muestran en la fig. 375. Los procedimientos más simples para fabricar los ganchos, consiste en doblar la mitad de la espira (fig. 375, *I* y *II*), la espira entera

(fig. 375, *III* y *IV*) o de una y media a dos espiras (fig. 375, *V*) se usan para los muelles de poca responsabilidad, débilmente cargados, ya que los ganchos de este tipo son propensos a la flexión. Los ganchos en forma de bucle también son propensos a la flexión (fig. 375, *VI* a *VIII*), además su fabricación es considerablemente más complicada. Los ganchos con los extremos introducidos en la espiral del muelle son algo más resistentes (fig. 375, *IX* y *X*).

Los muelles ligeros fabricados de alambre de pequeño diámetro se fijan en placas con orificios para las espiras (fig. 375, *XI* a *XIII*). En los ganchos de este tipo es preciso eliminar el desenrosque espontáneo del muelle de los orificios, así como el desplazamiento de la placa del plano de simetría del muelle, lo que no es fácil desde el punto de vista de la estructura.

A veces los muelles se fijan en tapones roscados (fig. 375, *XIV* a *XVI*) en los que las espiras extremas se fijan laminando los bordes

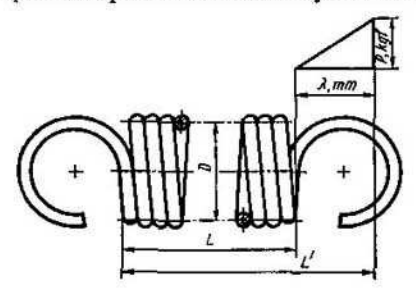


Fig. 376. Característica de un muelle de tracción

del tapón (fig. 375, *XV*) o remachando las espiras del tapón (fig. 375, *XVI*). En las estructuras de este tipo son desfavorables en sumo grado las condiciones en que trabaja la espira que desciende de la última espira del tapón roscado; la espira soporta cargas elevadas de rotura, y es imposible evitar este fenómeno incluso, si esta última se reduce a cero o la rosca se acaba en cono.

Un fenómeno análogo ocurre en la estructura con tapón encastrado que transmite el esfuerzo a la última espira del muelle enrollada en forma de un anillo de pequeño diámetro (fig. 375, *XVII*).

La transmisión más uniforme de las fuerzas a las espiras se asegura dando a las espiras extremas forma de cono y doblando la última espira en forma de gancho (fig. 375, *XVIII* y *XIX*) o empleando ganchos encastrados (fig. 375, *XX* a *XXII*). Sin embargo, la fabricación de estos muelles presenta grandes dificultadas, sobre todo, cuando se usan ganchos encastrados y el extremo cónico del muelle debe enrollarse con el gancho colocado de antemano en el muelle.

De las estructuras presentadas en la fig. 375 se caracteriza por su resistencia mecánica máxima la estructura con el gancho cónico

(fig. 375, *XXII*). El cono del gancho debe hacerse, teniendo en cuenta las deformaciones elásticas de las espiras finales, con una inclinación algo menor que el cono interior de las espiras.

Los muelles de tracción se calculan según las mismas fórmulas que los de compresión. Las tensiones por la flexión que surgen en los ganchos y espiras de muelle (cuando la carga se aplica excéntricamente) se toman en consideración disminuyendo las tensiones de

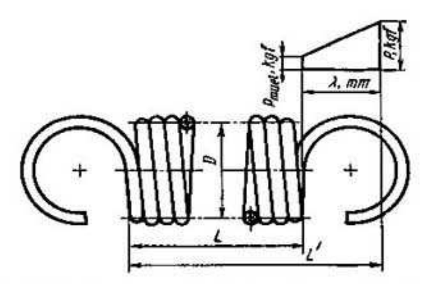


Fig. 377. Característica de un muelle de tracción con presión entre las espiras

cálculo de 1,2 a 1,5 veces en comparación con las tensiones que se admiten para los muelles de compresión con solicitación central.

En la fig. 376 se expone la característica de un muelle de tracción. En la fig. 377 se muestra la característica de un muelle con tensión inicial (muelles con presión entre las espiras).

La longitud de la parte activa del muelle de tracción se determina de la expresión

$$L = d\,(i + 1),$$

donde i es el número de espiras activas.

La longitud de la parte activa del muelle estirado

$$L' = L + \lambda,$$

donde λ es la extensión elástica del muelle.

El largo desarrollado del muelle es

$$L_{des} = \frac{i\pi D}{\cos\alpha} + L_{gan},$$

donde α es ángulo de elevación de las espiras $\left(\operatorname{tg}\alpha = \frac{d}{\pi D}\right)$; L_{gan} es el largo desarrollado de los ganchos.

De modo aproximado se puede considerar que

$$L_{des} = i\pi D + L_{gan}.$$

Los muelles de tracción generalmente se colocan con apretura previa que asegura la unión hasta el tope de las piezas que se aprietan

en la posición inicial. La fuerza de apretura previa se determina por las condiciones de trabajo del mecanismo. El paso de las espiras con la apretura previa se hace no menos que 1,5 . . . 2 diámetros del alambre, teniendo en cuenta la posibilidad del alargamiento de los ganchos en el proceso de explotación.

Durante la tracción el diámetro del muelle disminuye algo debido al aumento del ángulo de inclinación de las espiras.

MUELLES DE TORSIÓN

Los muelles de torsión se usan para percibir el momento torsional que se aplica al tope del muelle. Bajo la acción del momento torsional las espiras se someten a la flexión en el plano en que actúa el momento, y en grado insignificante, a la torsión cuya influencia no se toma en consideración.

Para percibir el momento torsional reactivo y activo (de trabajo) en las caras del muelle se preven topes (fig. 378). Los muelles trabajan de modo más estable si el momento activo enrolla el muelle

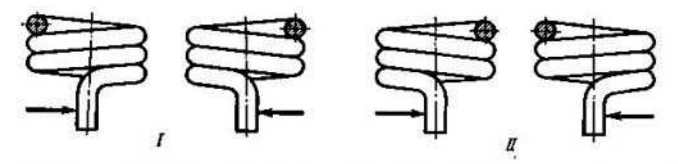


Fig. 378. Dirección del enrollamiento y disposición de los topes en los muelles de torsión

(fig. 378, *II*) y no lo desenrolla (fig. 378, *I*). De modo correspondiente hay que elegir la dirección de enrollamiento y la posición de los topes. Si el momento torsional está dirigido en sentido horario (al mirar a la cara del muelle), el enrollamiento debe ser a la izquierda y al revés.

Los muelles de torsión se enrollan con las espiras en contacto, o con una pequeña holgura entre ellas para que éstas no sufran rozamiento entre sí, así como teniendo en cuenta el alargamiento del muelle debido a la torsión.

En la fig. 379, *I* a *XVIII* se muestran los procedimientos fundamentales para formar los extremos de los muelles que perciben momento torsional.

Al colocar el muelle, éste debe centrarse. No es deseable centrar el muelle por toda su longitud (fig. 380, *I*), puesto que el diámetro del muelle disminuye durante la torsión (al cumplir la regla anteriormente expuesta respecto a la dirección del enrollamiento) y las espiras del muelle se apoyan sobre la clavija centradora. Lo mejor es centrar las espiras extremas del muelle (fig. 380, *II*) en una longitud

Fig. 379. Procedimientos para formar los extremos de los muelles de torsión

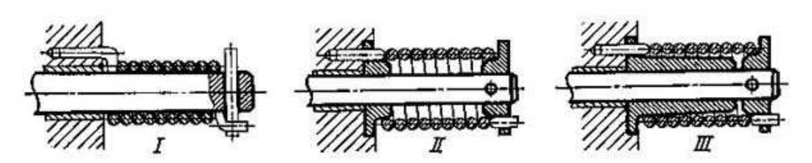


Fig. 380. Centrado de los muelles de torsión:
I—incorrecto; *II*—correcto; *III*—mediante un casquillo cónico

no menos que uno y medio — dos diámetros del alambre. Cuando el centrado es estrecho las espiras de apoyo deben considerarse como inactivas.

Aprovechando la propiedad de que el diámetro se reduce durante la torsión, es posible atribuir al muelle una rigidez variable, si se introducen elementos centradores de forma. En la estructura de la fig. 380, *III* el casquillo centrador tiene forma de cono. A medida que el muelle se tuerce sus espiras se apoyan sucesivamente sobre

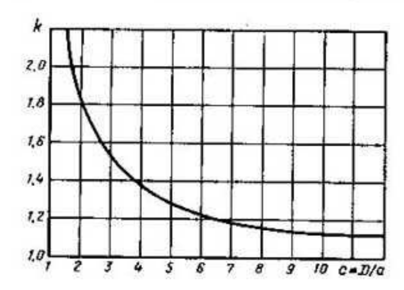


Fig. 381. Para el cálculo de los muelles de torsión

el cono, debido a lo cual la rigidez del muelle aumenta al crecer el ángulo de torsión. Los muelles de torsión se calculan conforme las fórmulas siguientes.

El esfuerzo máximo de flexión en las espiras del muelle

$$\sigma = \frac{kM}{W_r},$$

donde M es el momento torsional; W_r es el par de resistencia a la flexión.

Para un alambre redondo de diámetro d

$$\sigma = \frac{kM \cdot 32}{\pi d^3} \approx 10 \frac{kM}{d^3}. \qquad (35)$$

Para un alambre de sección cuadrada con lado del cuadrado a

$$\sigma = 6 \frac{kM}{a^3}. \qquad (36)$$

El coeficiente

$$k = \frac{4c-1}{4c-4},$$

donde c es el índice del muelle ($c = D/d = D/a$).

El gráfico de la dependencia entre el coeficiente k y c se muestra en la fig. 381.

Los esfuerzos de flexión admisibles son el 20 . . . 30% mayores que las tensiones de torsión admisibles en los muelles de compresión. En promedio $\sigma_{adm} = 5000 \ldots 7500$ kgf/cm².

El ángulo de torsión del muelle se determina de las expresiones siguientes:

para el alambre de sección circular

$$\varphi = \frac{M \cdot 64Di}{Ed^4} = \frac{2\pi Di}{E\,dk}\sigma, \text{ rad}; \tag{37}$$

$$\varphi = 360° \frac{Di}{E\,dk}\sigma, \text{ grad}, \tag{38}$$

donde E es el módulo de elasticidad de primer género; i es el número de las espiras activas;

para el alambre de sección cuadrada

$$\varphi = \frac{M}{E}\frac{12\pi Di}{a^4} = \frac{2\pi Di}{Eak}\sigma, \text{ rad}; \tag{39}$$

$$\varphi = 360° \frac{Di}{Eak}\sigma, \text{ grad}. \tag{40}$$

Las fórmulas aducidas no toman en consideración la deformación elástica en los extremos de tope del muelle.

El ángulo límite admisible, partiendo de la estabilidad del muelle,

$$\varphi = 120° \sqrt[4]{i}, \text{ grad}.$$

La energía potencial acumulada por el muelle en la torsión es

$$U = \frac{M\varphi}{2},$$

donde φ es el ángulo, en rad.

La longitud de la parte activa del muelle en estado libre (sin tener en cuenta la longitud de los extremos de tope)

$$L = d\,(i + 1) + \delta i,$$

donde δ es la holgura entre las espiras.

El aumento de la longitud del muelle durante la torsión es

$$\Delta L = \varphi \frac{D}{2} \operatorname{sen} \alpha,$$

donde α es el ángulo de inclinación de las espiras del muelle que se determina de la expresión $\operatorname{tg} \alpha = \frac{d+\delta}{\pi D}$ (δ es la holgura entre las espiras); φ es el ángulo, en rad.

El aumento del número de espiras en el proceso de torsión es $\Delta i = \frac{\varphi}{2\pi}$.

La disminución del diámetro del muelle durante la torsión se determina de la condición de que la longitud del alambre antes

y después de la torsión es igual:

$$L = i\frac{\pi D}{\cos\alpha} = \frac{\pi D'}{\cos\alpha}(i+\Delta i),$$

donde D' es el diámetro del muelle después de la torsión.

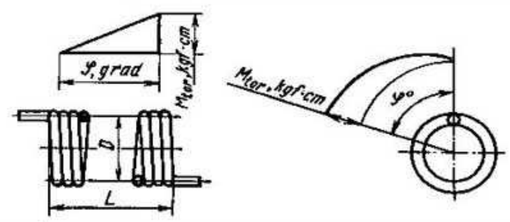


Fig. 382. Procedimientos para representar las características de los muelles de torsión

De aquí

$$D' = \frac{D}{1+\frac{\Delta i}{i}} = \frac{D}{1+\frac{\varphi}{2\pi i}}.$$

El largo desarrollado del muelle es

$$L_{des} = \frac{i\pi D}{\cos\alpha} + l,$$

donde l es el largo desarrollado de los extremos de tope del muelle.

De modo aproximado se puede considerar que

$$L_{des} = i\pi D + l.$$

En la fig. 382 se exponen los procedimientos para representar las características de los muelles de torsión (en dos variantes).

Los muelles de torsión con frecuencia se usan para percibir fuerzas (fig. 383).

La deformación elástica del extremo activo del muelle se determina de la expresión siguiente:

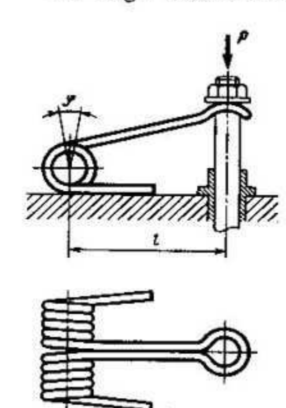


Fig. 383. Empleo de los muelles de torsión para percibir la fuerza transversal

$$\lambda = \varphi l + \frac{Pl^3}{3EJ},$$

donde l es la longitud del extremo activo del muelle; J es el momento de inercia de la sección del extremo activo del muelle; φ es ángulo de torsión del muelle (en rad) que se determina según la fórmula (37) con la

sustitución (para el caso presentado en la fig. 383) de $M = \frac{Pl}{2}$ e $i = \frac{i_{tot}}{2}$ (i_{tot} es número total de espiras para ambas partes del muelle).

MUELLES DE ALMAS MULTIPLES

En los últimos tiempos de nuevo empezaron a usarse los muelles de almas múltiples que se conocen hace mucho en la técnica, pero que se han empleado poco. Estos muelles se componen de varios alambres (almas) trenzados en cables

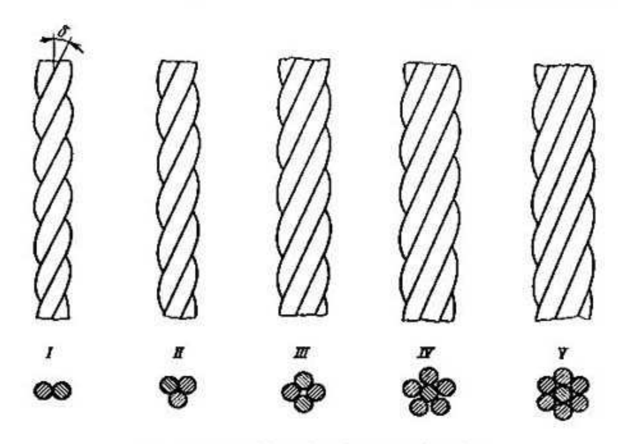


Fig. 384. Cables de almas múltiples

(fig. 384, *I* a *V*) de los que se enrollan los muelles (de compresión, tracción y torsión). Los extremos del cable se sueldan para evitar que las almas se destrencen. El ángulo de trenzado δ (véase fig. 384, *I*) por lo común se hace igual a 20 – 30°.

La dirección de trenzado del cable se elige de tal modo que éste durante la deformación elástica del muelle se enrolle y no se desenrolle. Los muelles de compresión en los que las espiras suben a la derecha, se hacen de cables de trenzado izquierdo y viceversa. En los muelles de tracción la dirección del trenzado y la inclinación de las espiras deben coincidir. En los muelles de torsión la dirección del trenzado no tiene importancia.

El grado de contacto del trenzado, el paso de éste y la tecnología de trenzado ejercen gran influencia sobre las características elásticas de los muelles de almas múltiples. Después de trenzar el cable tiene lugar una repercusión elástica y las almas se separan. El enrollamiento de los muelles, a su vez, cambia la posición mutua entre las almas de las espiras.

Entre las almas de un muelle en estado libre prácticamente siempre hay holgura. En las etapas iniciales de la solicitación las almas trabajan como alambres separados; la característica tiene forma de una pendiente suave. Durante el aumento ulterior de la carga el cable se tuerce, las almas entran en contacto y empiezan a trabajar como una pieza íntegra; la rigidez del muelle crece. Por esta causa las características de los muelles de almas múltiples tienen un punto de inflexión *a* que corresponde al comienzo la unión de las espiras del cable (fig. 385).

Las ventajas de los muelles de almas múltiples se basan sobre las consideraciones siguientes. El empleo de varios alambres finos en vez de uno macizo, permite aumentar las tensiones de cálculo en virtud de la resistencia mecánica elevada propia de los alambres finos. La espira compuesta de almas de pequeño diámetro tiene mayor flexibilidad que la espira equivalente maciza, en parte gracias a las tensiones de cálculo elevadas y fundamentalmente, gracias al valor más alto del índice $c = \frac{D}{d}$ para cada alma por separado, lo que influye decisivamente en la rigidez.

La característica de pendiente suave propia de los muelles de almas múltiples puede resultar útil en una serie de casos cuando se requiere obtener, dentro de unas dimensiones axiales y radiales limitadas, grandes deformaciones elásticas.

Otra singularidad característica de los muelles de almas múltiples consiste en su amortiguadora capacidad elevada que surge debido al rozamiento entre

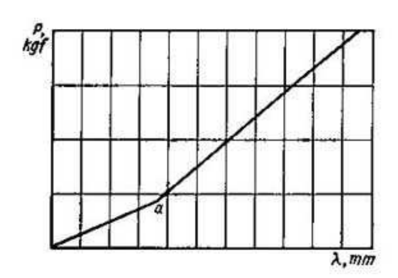


Fig. 385. Característica de un muelle de compresión de almas múltiples

las espiras durante la deformación elástica. Esta particularidad puede usarse para disipar la energía al haber cargas impulsivas, para amortiguar las oscilaciones que surgen cuando se aplican estas cargas; esta singularidad también contribuye a que las vibraciones de resonancia en las espiras del muelle se autoamortigüen.

Sin embargo, el rozamiento elevado provoca el desgaste de las espiras que se acompaña con el descenso de la resistencia a la fatiga del muelle.

Al realizar la evaluación comparativa entre los muelles de almas múltiples y de un alambre con frecuencia se comete el error comparando los muelles con igual área de la sección de las espiras (que es la sumaria para las de almas múltiples).

En este caso no se toma en consideración la circunstancia de que la carga posible para los muelles de almas múltiples, siendo iguales las demás condiciones, es menor que para los muelles de un alambre y además, disminuye al aumentar el número de almas.

Es preciso basar la evaluación partiendo de que la carga posible es igual. Solamente en este caso se revelan correctamente las ventajas comparativas de los muelles de almas múltiples y de un alambre, así como las ventajas relativas de los muelles con diferente cantidad de almas múltiples. Al realizar dicha evaluación las ventajas de los muelles de almas múltiples resultan ser mucho más modestas de lo que esperábamos.

Comparemos la flexibilidad de los muelles de compresión de almas múltiples y de un alambre, siendo iguales el diámetro medio, el número de espiras, los esfuerzos (carga) P y el margen de seguridad.

Consideremos en la primera aproximación un muelle de almas múltiples como una serie de muelles con espiras de sección pequeña, que trabajan en paralelo.

El diámetro d' del alma en un muelle de almas múltiples está vinculado, en estas condiciones, con el diámetro d del alambre macizo mediante la correlación

$$\frac{d'}{d}=\sqrt[3]{\frac{1}{n}}\sqrt[3]{\frac{\tau}{\tau'}\frac{k}{k'}}, \tag{41}$$

donde n es el número de almas; τ y τ' son las tensiones admisibles de desplazamiento, k y k' son coeficientes de forma del muelle[1]).

Puesto que las magnitudes $\sqrt[3]{\frac{\tau}{\tau'}}$ y $\sqrt[3]{\frac{k}{k'}}$ son próximas a la unidad, se puede escribir

$$\frac{d'}{d}\approx\sqrt[3]{\frac{1}{n}}. \tag{42}$$

Las relaciones entre las masas de los muelles que se comparan,

$$\frac{G'}{G}=\left(\frac{d'}{d}\right)^2 n$$

o, al introducir la magnitud $\frac{d'}{d}$ de la ecuación (42):

$$\frac{G'}{G}=n^{1/3}.$$

Los valores de las relaciones $\frac{d'}{d}$ y $\frac{G'}{G}$ en función del número de almas se dan en la tabla siguiente:

n	2	3	4	5	6	7
$\frac{d'}{d}$	0,8	0,7	0,63	0,58	0,55	0,53
$\frac{G'}{G}$	1,25	1,43	1,6	1,7	1,8	1,9

Como se ve, la reducción del diámetro del alambre en los muelles de almas múltiples no es tan grande, ni mucho menos, para presentar una ventaja sustancial en la resistencia, incluso en la zona de valores pequeños de d y d' (a propósito, esta circunstancia justifica la suposición que hemos hecho antes, acerca de que el factor $\sqrt[3]{\frac{\tau}{\tau'}}$ es próximo a la unidad).

La relación entre la deformación λ' de un muelle de almas múltiples y la deformación λ de un muelle fabricado de alambre macizo,

$$\frac{\lambda'}{\lambda}=\frac{d}{d'}\frac{k}{k'}\frac{\tau'}{\tau}.$$

Introduciendo en esta expresión $\frac{d'}{d}$ de la ecuación (41), obtenemos

$$\frac{\lambda'}{\lambda}=n^{1/3}\left(\frac{\tau'}{\tau}\right)^{4/3}\left(\frac{k}{k'}\right)^{4/3}.$$

[1]) El índice se refiere al caso de muelles de almas múltiples.

16—1063

Como ya hemos indicado el valor de $\frac{\tau'}{\tau}$ es próximo a la unidad.

Por eso

$$\frac{\lambda'}{\lambda}=n^{1/3}\left(\frac{k}{k'}\right)^{4/3}.$$

Los valores de $\frac{\lambda'}{\lambda}$ calculados a base de esta expresión para diferente número de almas n se reducen en la tabla siguiente (en el cálculo para k se ha admitido el valor inicial de $c = 6$):

n	2	3	4	5	6	7
$\frac{\lambda'}{\lambda}$	1,35	1,57	1,82	2	2,15	2,25

Como se ve, para la suposición inicial de que la carga es igual, el empleo de los muelles de almas múltiples asegura, con valores reales del número de almas, una ventaja en la flexibilidad del 35 al 125%.

En la fig. 386 se expone un diagrama conjunto en el que se ve cómo varían los factores d'/d; λ'/λ y G'/G para los muelles de almas múltiples con resistencia mecánica y carga iguales, en función del número de almas.

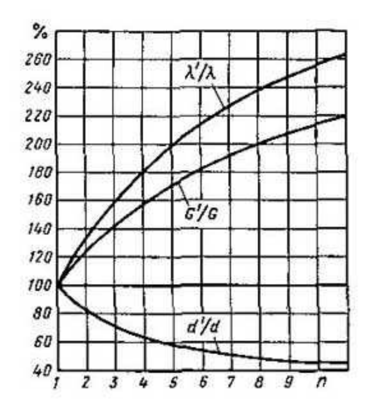


Fig. 386. Flexión relativa $\frac{\lambda'}{\lambda}$ masa $\frac{g'}{g}$ y diámetro $\frac{d'}{d}$ del alambre en los muelles de tracción y compresión que pueden cargarse igualmente, en función del número n de las almas

A la par con el aumento de la masa, a medida que aumenta el número de almas, se debe tomar en consideración el incremento del diámetro de la sección de las espiras. Para el número de almas en los límites $n = 2 \ldots 7$, el diámetro de la sección de las espiras, en promedio, es mayor en un 60 % que el diámetro del alambre íntegro equivalente. Esto conduce a que, para conservar la holgura entre las espiras, resulta necesario aumentar el paso y la longitud total de los muelles.

La ventaja en la flexibilidad presentada por los muelles de almas múltiples, puede obtenerse sin duda alguna en el muelle de un alambre. Para esto simultáneamente se aumenta el diámetro D del muelle; se reduce el diámetro d del alambre; se eleva el nivel de las tensiones (es decir, se emplean aceros de alta calidad). A fin de cuentas, un muelle de un alambre de la misma flexibilidad, tendrá menor peso, menores dimensiones y será mucho más barato que un muelle de almas múltiples debido a la complicada fabricación de dichos muelles. A esto

se pueden adicionar las inconveniencias siguientes de los muelles de almas múltiples:

1) la imposibilidad (en los muelles de compresión) de realizar el acabado correcto de los extremos (rectificando los topes del muelle) que asegure la aplicación central de la carga; siempre existe cierta excentricidad de la carga aplicada que provoca una flexión adicional del muelle;

2) la dificultad de fabricación;

3) la dispersión de las características por causas tecnológicas; la dificultad en obtener resultados estables que se repitan;

4) desgaste de almas como resultado del rozamiento entre las espiras, debido a las deformaciones de los muelles repetidas muchas veces y que provoca una caída brusca de la resistencia a la fatiga de los muelles. La última inconveniencia excluye el empleo de los muelles de almas múltiples para cargas cíclicas duraderas.

Es posible emplear los muelles de almas múltiples cuando hay una carga estática o una carga dinámica periódica con una suma limitada de ciclos.

MUELLES ANULARES

Los muelles anulares constan de un juego de anillos con superficies cónicas exteriores e interiores que se alternan (fig. 387, *I*).

La fuerza axial aplicada a los muelles provoca grandes presiones en las superficies cónicas que obligan a los anillos exteriores a ensancharse y a los interiores, a comprimirse. Las deformaciones radiales

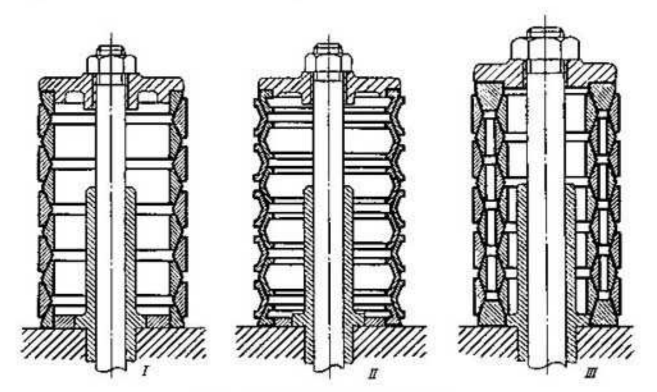


Fig. 387. Muelles anulares

relativamente pequeñas de los anillos, gracias a ángulos pequeños de conicidad, se transforman en desplazamientos axiales considerables de los anillos. La suma de los desplazamientos axiales de todos los anillos constituye la deformación del muelle.

Para aumentar la elasticidad de los anillos, a éstos se les atribuye una sección en forma de artesa (fig. 387, *II*). En la fig. 387, *III* se expone un muelle anular calculado para grandes cargas axiales y constituido por dos juegos concéntricos de anillos.

El ángulo de conicidad β (fig. 388) se hace algo mayor que el ángulo de rozamiento φ ($\text{tg}\ \varphi = f$, donde f es el coeficiente de rozamiento de resbalamiento) con el fin de que, al disminuir o quitar la carga, las fuerzas de elasticidad, creadas en los anillos por la solicitación anterior, puedan superar las fuerzas de rozamiento y provocar el desplazamiento inverso de los anillos, o sea, el enderezamiento del muelle.

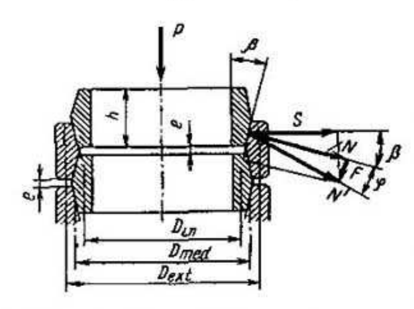


Fig. 388. Cáclculo de los muelles anulares

Para el par acero por acero $f = 0{,}12\ ...\ 0{,}15$ y $\varphi = 7\ ...\ 9°$. Prácticamente el ángulo de conicidad β se elige igual a 12 ... 15°.

Las fuerzas de rozamiento que surgen durante el desplazamiento de los anillos, aseguran una elevada capacidad amortiguadora de los muelles anulares. Aproximadamente el 60% de la energía que percibe el muelle en un ciclo de solicitación se transforma en el trabajo irreversible de fricción y se disipa en forma de calor por la atmósfera circundante. En esencia, el muelle anular es la combinación del muelle y de la catarata de fricción del amortiguador. Los muelles anulares son insustituibles para cargas de impacto periódicas, cuando es necesario, a la par con una amortiguación elástica, asegurar la absorción de la energía del impacto y prever las vibraciones del sistema.

Al revés, el empleo de los muelles anulares está contraindicado cuando el muelle debe trabajar como acumulador en el que la energía se acumula en el ciclo de carga y que la entrega en el ciclo de descarga (el caso más frecuente de trabajo del muelle). Aquí todas las ventajas las tienen los muelles espirales corrientes que poseen una histéresis elástica pequeña y desde el punto de vista energético, representan un acumulador cuyo rendimiento es casi igual al cien por ciento. Los muelles anulares se usan primordialmente como muelles de compresión. Con ayuda de un inversor del sentido de marcha (véase fig. 374) pueden usarse también para percibir esfuerzos de tracción.

La fabricación de los muelles anulares es considerablemente más complicada que la de los muelles espirales helicoidales. Para lograr la resistencia mecánica máxima los anillos deben elaborarse de piezas brutas individuales sometidas a maquinado en caliente a presión (para crear la dirección necesaria de las fibras) y a la calibración ulterior (por medio de laminado o troquelado) para darles las dimensiones definitivas. Al fabricar los anillos mediante el torneado de una barra o un tubo, las propiedades mecánicas se reducen debido a una disposición desfavorable de las fibras. Terminado el trata-

miento térmico los anillos se rectifican por las superficies cónicas activas y se someten al chorreado con granalla o al laminado con rodillos.

Para los muelles anulares las tensiones de cálculo son las de tracción para los anillos exteriores y las de compresión para los interiores.

Bajo la acción de la carga axial en las superficies cónicas de los anillos surgen fuerzas distribuidas por la circunferencia del anillo. En la fig. 388 estas fuerzas en una superficie cónica se han reducido convencionalmente en un punto en la sección meridiana del muelle.

Como resultado de la adición con la fuerza de rozamiento $F = Nf$, la fuerza N, perpendicular a la generatriz de la superficie cónica, se desvía al ángulo φ, cuya tangente $\operatorname{tg} \varphi = \frac{F}{N} = f$.

La fuerza resultante N' se determina de la igualdad entre las fuerzas componentes axiales N' y la fuerza efectiva P:

$$P = N' \operatorname{sen} (\beta + \varphi),$$

de donde

$$N' = \frac{P}{\operatorname{sen} (\beta + \varphi)}.$$

La carga distribuida q de esta fuerza que actúa por la circunferencia del anillo

$$q = \frac{P}{\pi D_{med} \operatorname{sen} (\beta + \varphi)}, \tag{43}$$

donde D_{med} es el diámetro medio del muelle.

El anillo exterior se ensancha por las fuerzas distribuidas s mediante las componentes radiales de las fuerzas q que actúan en las superficies inferior y superior cónicas.

De este modo la carga distribuida s_d que ensancha el anillo y actúa en forma semejante a la presión) es igual a

$$s_d = 2q' \cos (\beta + \varphi).$$

Al introducir en esta expresión el valor q de la ecuación (43), obtenemos

$$s_d = \frac{2P}{\pi D_{med} \operatorname{tg} (\beta + \varphi)}.$$

La tensión de tracción en el anillo exterior

$$\sigma_{tr} = \frac{s_d D_{med}}{2F_{ex}} = \frac{P}{\pi F_{ex} \operatorname{tg} (\beta + \varphi)}, \tag{44}$$

donde F_{ex} es el área de la sección del anillo exterior.

De modo análogo los esfuerzos de compresión en el anillo interior

$$\sigma_{comp} = \frac{P}{\pi F_{int} \operatorname{tg} (\beta + \varphi)}, \tag{45}$$

donde F_{int} es el área de la sección del anillo interior.

El alargamiento del anillo exterior

$$\Delta_{circ} = \pi D_{ex} \frac{\sigma_{tr}}{E},$$

donde D_{ex} es el diámetro medio del anillo; E es el módulo de elasticidad del material del anillo.

El aumento del diámetro del anillo es

$$\Delta_{ex} = \frac{\Delta_{circ}}{\pi} = D_{ex} \frac{\sigma_{tr}}{E}.$$

La disminución del diámetro del anillo interior

$$\Delta_{int} = D_{int} \frac{\sigma_{com}}{E},$$

donde D_{int} es el diámetro medio del anillo interior.

El desplazamiento axial del anillo exterior respecto al anillo interior

$$\delta = \frac{\Delta_{ex} + \Delta_{int}}{2 \operatorname{tg} \beta} = \frac{1}{2E \operatorname{tg} \beta} (D_{ex}\sigma_{tr} + D_{int}\sigma_{comp}).$$

Al introducir en esta expresión los valores de σ_{tr} y σ_{com} de las ecuaciones (44) y (45), obtenemos

$$\delta = \frac{P}{2\pi E \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg} (\beta + \varphi)} \left(\frac{D_{ex}}{F_{ex}} + \frac{D_{int}}{F_{int}} \right).$$

Cuando las áreas de las secciones de los anillos exterior e interior son iguales ($F_{ex} = F_{int} = F$), en otras palabras, cuando los valores absolutos de las tensiones en los anillos exterior e interior son iguales ($\sigma_{tr} = \sigma_{com} = \sigma$)

$$\delta = \frac{P}{2\pi EF \operatorname{tg} \beta (\beta + \varphi)} (D_{ex} + D_{int}) = \frac{\sigma}{E \operatorname{tg} \beta} \frac{D_{ex} + D_{int}}{2} = \frac{\sigma}{E \operatorname{tg} \beta} D_{med},$$

donde D_{med} es el diámetro medio del muelle.

Bajo la acción de la fuerza P la deformación total del muelle es

$$\lambda = (i - 1)\, \delta = \frac{\sigma (i - 1)}{E \operatorname{tg} \beta} D_{med}, \qquad (46)$$

donde i es el número total de los anillos del muelle, incluyendo las espiras de apoyo.

Esta fórmula es válida, si las espiras de apoyo participan en el trabajo del muelle, comprimiéndose elásticamente bajo la acción de la carga y si las tensiones en éstas son iguales a las tensiones en los anillos activos (para esto es necesario que la sección de los anillos de apoyo sea 2 veces menor que las secciones de los anillos activos).

Si los anillos de apoyo son los interiores y están estrechamente centrados en los platos de muelle (véase fig. 387, *I*), es decir, no tienen la posibilidad de comprimirse, entonces la fórmula (46) toma el aspecto siguiente:

$$\lambda = \frac{\sigma}{E \operatorname{tg} \beta} [D_{med} (i - 3) + D_{ex}]. \qquad (47)$$

La energía que absorbe el muelle en un ciclo de solicitación y descarga,

$$U = \zeta \frac{P\lambda}{2}.$$

donde $\zeta = 0{,}6 \ldots 0{,}7$ es el coeficiente de disipación de la energía.

La altura de anillos h (véase fig. 388) se hace normalmente igual a $(3 \ldots 5)\, b_{med}$ (b_{med} es el espesor medio de los anillos). La relación $\frac{D_{med}}{b_{med}}$ generalmente se encuentra en de los límites 15 . . . 30.

Las holguras de empalme e entre los anillos (véase fig. 388) deben concordarse con la deformación de trabajo del muelle. La suma de las holguras e igual a $(i - 2)\, e$, debe ser algo mayor que la deformación máxima del muelle λ_{max} o igual a ésta, si se desea crear el tope rígido para evitar la sobretensión del muelle, al sobrepasar casualmente la carga calculada. Esto conduce a la correlación

$$e \geqslant \frac{\lambda_{máx}}{i-2}.$$

La longitud total del muelle en estado libre (cuando los anillos de apoyo son unilaterales)

$$L = \frac{i-1}{2}(h+e) + \sigma_{máx}.$$

Las tensiones admisibles para los muelles anulares se toman iguales en promedio a 30 . . . 40 kgf/mm^2.

Las superficies activas de los anillos deben engrasarse bien. En los muelles de acción múltiple y de repetición de alta frecuencia se deben prever medios para extraer el calor provocado por el rozamiento.

MUELLES DE DISCO

Los muelles de disco se usan para percibir fuerzas considerables cuando las deformaciones son pequeñas.

El tipo fundamental de los muelles de disco es una arandela cónica (fig. 389, *I*), que se obtiene estampando a cono piezas brutas de acero para muelles en chapas.

Las arandelas se producen de 1 . . . 20 mm espesor y 30 . . . . . . 300 mm de diámetro con relación $d/D = 0{,}5 \ldots 0{,}3$ y ángulo del cono $\theta = 2 \ldots 6°$.

Los topes de la arandela se rectifican hasta formar superficies anulares planas de apoyo.

Al aplicar una carga central la arandela se somete a la flexión; los topes de la arandela se aproximan [normalmente en los límites de $(0{,}5 \ldots 0{,}8)\, f$; f es la altura del cono truncado de la arandela].

A los muelles cónicos son próximos los muelles esféricos de disco (fig. 389, *II*). Otras variedades de las arandelas de resorte están presentadas en la fig. 389, *III* a *VIII*.

Para aumentar su elasticidad las arandelas se dotan de gofrados (fig. 389, *VIII* y *VIII*).

Las arandelas de resorte de forma, se fabrican por estampando (en frío o en caliente según el espesor de la pieza bruta y la configuración del muelle) y se someten al tratamiento térmico típico para el acero dado (temple y revenido medio).

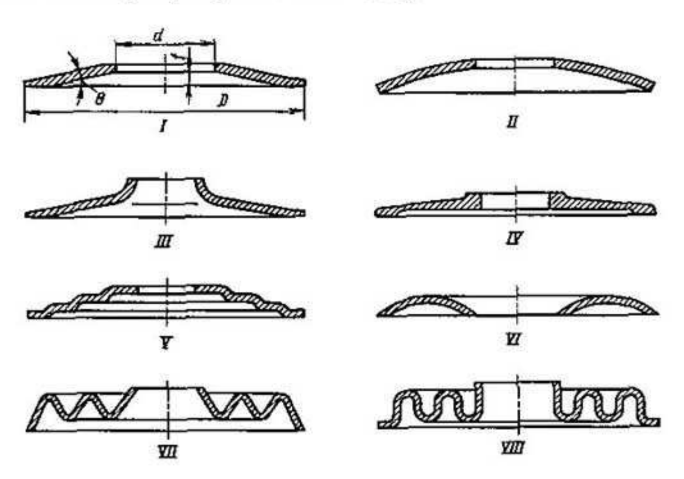


Fig. 389. Arandelas de resorte

Al fabricar las arandelas mediante el torneado de piezas brutas cilíndricas, su resistencia mecánica disminuye bruscamente.

Si se emplea un juego de varias arandelas, es posible obtener muelles de elasticidad elevada (fig. 390, *I*, *II* y *III*) que se emplean frecuentemente en calidad de parachoques y amortiguadores para percibir grandes cargas.

Las arandelas con ranuras de alivio (fig. 390, *IV*), en forma de estrella (fig. 390, *V*) y onduladas (fig. 390, *VI* y *VII*) permiten obtener muelles cuya elasticidad se aproxima a la de los muelles espirales cilíndricos.

Las arandelas cónicas con ángulo pequeño de conicidad y las arandelas con esfericidad débilmente expresada se calculan, en la primera aproximación, como placas redondas que se apoyan por sus bordes y cargan con una fuerza central.

El cálculo de las arandelas onduladas y de forma es muy complicado; las características de elasticidad en estas arandelas y las cargas admisibles se determinan en la mayoría de los casos de modo experimental.

Los muelles que trabajan en medios corrosivos se fabrican a veces en forma de silfones con paredes de una capa o de capas múltiples (fig. 390, *VIII*) que se producen de chapas finas de latón o de bronce.

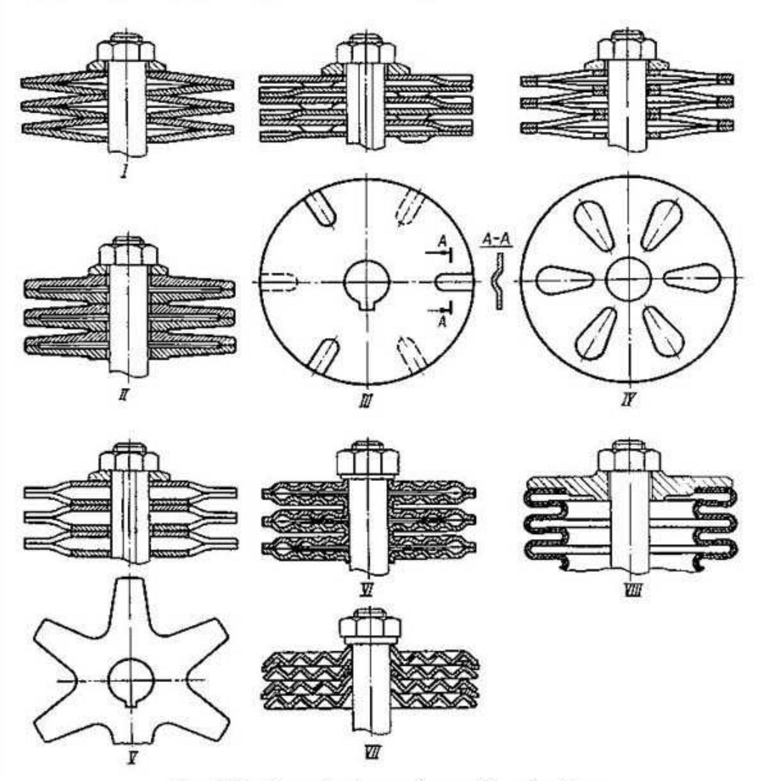


Fig. 390. Tipos de juegos de muelles de disco

BARRAS DE TORSIÓN

El tipo más simple de un muelle de torsión es una barra de torsión que es un vástago cilíndrico cuyos extremos se empotran en las piezas sometidas a un desplazamiento angular elástico. El empotramiento se realiza la mayoría de las veces con ayuda de una unión estriada. Una estructura típica de barra de torsión está presentada en la fig. 391. El ángulo de torsión que experimenta la barra cilíndrica

de torsión es

$$\varphi = \frac{Ml \cdot 32}{G\pi d^4} \approx 10 \frac{Ml}{Gd^4}, \text{ rad}, \qquad (48)$$

o

$$\varphi = \frac{360^\circ}{2\pi} 10 \frac{Ml}{Gd^4}, \text{ grad}, \qquad (49)$$

donde M es el momento torsional que actúa sobre la barra de torsión,

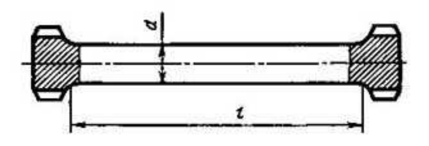


Fig. 391. Barra de torsión

en kgf/mm; l es la longitud activa de la barra de torsión, en mm; d es el diámetro del sector activo de la barra de torsión, en mm; G es el módulo de deslizamiento, en kgf/mm^2.

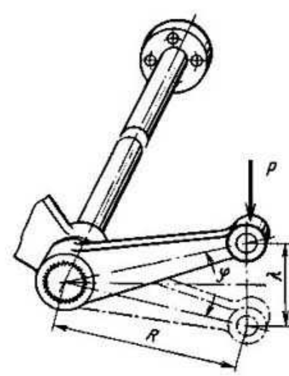


Fig. 392. Barra de torsión para percibir una fuerza transversal

La tensión máxima de deslizamiento (en las fibras periféricas de la sección)

$$\tau = \frac{M}{W} = \frac{M \cdot 16}{\pi d^3} \approx 5 \frac{M}{d^3}. \qquad (50)$$

El momento torsional, percibido por la barra de torsión,

$$M = 0{,}2\, d^3 \tau. \qquad (51)$$

Introduciendo esta expresión en la fórmula (49), obtenemos

$$\varphi = \frac{2l\tau}{Gd}, \text{ rad}. \qquad (52)$$

La tensión de cálculo de desplazamiento τ_{calc} en las barras de torsión fabricadas de aceros para muelles, constituye 40 . . . 60 kgf/mm^2.

Como se deduce de la expresión (52) el ángulo de torsión para τ prefijada se determina por completo mediante la relación l/d.

El empleo de barras de torsión es sobre todo ventajoso cuando se unen piezas coaxiales huecas, por ejemplo, árboles huecos, cuando a las barras de torsión se las puede atribuir una longitud considerable. En estos casos el ángulo de torsión de la barra puede alcanzar un valor del orden de varias decenas de grados.

Gracias a su simple estructura y dimensiones radiales pequeñas las barras de torsión se emplean ampliamente en la construcción moderna de maquinaria en calidad de elemento de unión elástica entre piezas rotativas, por ejemplo, para amortiguar la irregularidad del momento torsional en las máquinas de pistones. A la par con esto, las barras de torsión son un buen medio para compensar la falta de coaxialidad y los ladeos en las piezas a unir. Las barras de torsión también se usan para sustituir los muelles de compresión y de las ballestas para percibir cargas transversales. Para esto un extremo de la barra de torsión se empotra en el cuerpo, mientras que el otro lleva una palanca que recibe la fuerza transversal (fig. 392). Las estructuras de este género se usan, por ejemplo, para la suspensión elástica de las ruedas en los automóviles, para el accionamiento de las válvulas en los motores de pistón, etc.

El desplazamiento elástico del extremo de la palanca en la dirección en que actúa la carga de trabajo, para el caso presentado en la fig. 392, es igual a

$$\lambda = 2R \operatorname{sen} \frac{\varphi}{2},$$

donde φ es el ángulo que se determina según la ecuación (49).

AMORTIGUADORES DE GOMA

La goma posee valiosas propiedades como material de amortiguamiento: elevado alargamiento, gran rozamiento interno que determina la extinción eficaz de las vibraciones. El módulo de elasticidad de la goma es muy bajo (0,8 . . . 1 kgf/mm²), aproximadamente

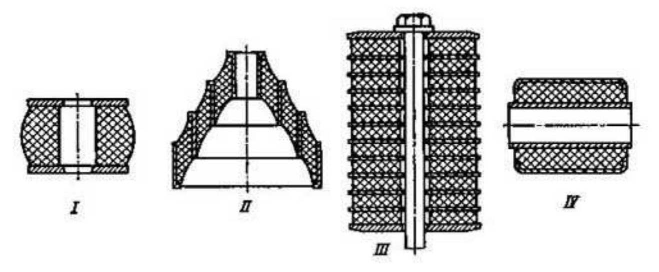


Fig. 393. Amortiguadores de goma

20 000 veces menor que el del acero. La resistencia a la rotura, en promedio, 1 . . . 2 kgf/mm².

Los amortiguadores de goma se usan para la suspensión elástica de máquinas y grupos, para percibir golpes en los mecanismos de rodaje de las máquinas de transporte, etc.

Algunas estructuras de los amortiguadores de goma se exponen en la fig. 393, *I* a *IV*. El amortiguador mostrado en la fig. 393, *III* consta de una serie de chapas de goma separadas por arandelas metálicas y se caracteriza por una gran marcha elástica y un alto rozamiento interno.

En la construcción de máquinas de transporte se usan ampliamente los amortiguadores cilíndricos (fig. 393, *IV*) que constan de un casquillo de goma unido mediante la vulcanización a las camisas metálicas exterior e interior. Se llaman a veces «silent blocks» (bloques silenciosos). Los amortiguadores de esta índole perciben tanto las fuerzas transversales, como el momento torsional. Pueden sustituir los cojinetes de contacto plano que trabajan con desplazamientos angulares pequeños. Los «silent blocks» se colocan, por ejemplo, en las orejetas de las ballestas de los automóviles, en los ejes de las ruedas, etc.

5. Uniones de tuberías

UNIONES CON MANGUERAS FLEXIBLES

Para tender las comunicaciones de aceite, agua, neumáticas y de vacío se usan tuberías de acero, latón, duraluminio y plásticos.

Las uniones con mangueras flexibles (fig. 394, *I* y *II*) se emplean con presiones pequeñas y moderadas para tuberías de diámetro 10 . . . 60 mm. En los extremos de las tuberías se pone un segmento

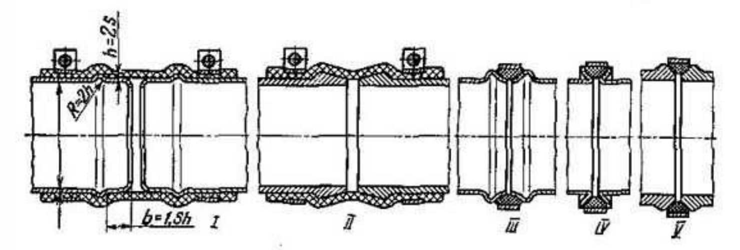


Fig. 394. Uniónes con mangueras flexibles

de manguera fabricada de un material elástico (goma, durita, plásticos) que se aprieta con ayuda de trenzado de alambre o abrazaderas.

La elasticidad de la manguera permite cierta falta de coaxialidad y ladeo de las tuberías. La unión de este género tiene pequeña capacidad de soportar las cargas axiales. Si la unión está cargada con fuerzas axiales (por ejemplo, unión angular de tuberías), es necesario fijar rígidamente las tuberías.

Para facilitar la colocación de la manguera los extremos de las tuberías se dotan de conos de entrada; con el fin de mejorar el estancamiento y fijar de modo más seguro la manguera, en las tuberías se hacen resaltos anulares de diversa forma (fig. 394, *I* y *II*).

En la fig. 294, *III* a *V* se muestra el procedimiento para unir tuberías con ayuda de anillos de material elástico que se aprietan mediante abrazaderas. Este tipo de unión se usa cuando las tuberías

están rígidamente fijadas; requiere una coaxilidad suficientemente precisa y una holgura axial pequeña entre las tuberías. Al apretar surgen fuerzas de empuje entre las tuberías.

La fiabilidad de las uniones con mangueras y la comodidad de montaje y desmontaje dependen en mucho de la estructura de las



Fig. 395. Abrazaderas

abrazaderas (estribos de apriete). Las abrazaderas cerradas (fig. 395, *I*) que se aprietan presionando con un tornillo sobre el dado móvil *1* que se apoya a través del sillón *2* sobre la manguera, se usan en las uniones de tuberías que se desunen en dirección axial. El montaje y el desmontaje de esta abrazadera en las uniones con tuberías rígidamente fijadas son dificultosos. Otra inconveniencia es el apriete irregular de la manguera (en los sectores de transición de la cinta circular al dado la manguera se aprieta mal).

En la estructura mostrada en la fig. 395, *II* los extremos de la cinta se fijan en los orificios de los sectores adyacentes de la cinta.

Reinstalando los extremos de la cinta es posible regular la abrazadera según el diámetro de las tuberías. Además, esta estructura facilita el montaje. El apriete se realiza con ayuda del tornillo enroscado en la placa *3* soldada en la cinta. Al enroscar el tornillo, éste se apoya en el segmento *4*, tensa la cinta sobre la manguera. La irregularidad del apriete es menor que en la estructura anterior, puesto que la cinta se centra en las guías *m* del segmento.

Las abrazaderas abiertas con los extremos doblados para la instalación del perno de apriete (fig. 395, *III*) son incómodas para el montaje (es necesario usar tornillos con tuercas). En el sector donde se sitúa el perno, la manguera no se aprieta. La unión no puede apretarse fuertemente, ya que los extremos de la cinta durante la apretadura se doblan.

Para aumentar la rigidez del conjunto de apriete las abrazaderas se fabrican estampadas (fig. 395, *IV*). En la estructura expuesta en la fig. 395, *V* en los extremos de la cinta están soldados soportes en forma de caja; en el soporte inferior, reforzado con la placa *n*, se enrosca el perno de apriete. Para asegurar un apriete uniforme, uno de los extremos de cinta *q* pasa por debajo del otro.

En la estructura de la fig. 395, *VI* para facilitar el montaje y desmontaje en un extremo de la abrazadera está instalado el perno de presión *5* que actúa sobre el dado *6* soldado en el otro extremo de abrazadera y que pasa a través de un orificio alargado abierto en el primer extremo.

En la abrazadera (fig. 395, *VII*), en los extremos de la cinta, hay ojales en los que se colocan dados cilíndricos para el tornillo de apriete. El dado *7* tiene un orificio liso, mientras que el dado *8*, roscado. Al enroscar el tornillo, éste apoyándose con sus bordes sobre el dado *7*, atrae el dado *8*. Gracias al giro de los dados durante el apriete, el tornillo no sufre cargas de flexión y experimenta tracción. En la fig. 395, *VIII* se muestra una estructura análoga para el caso cuando se coloca un tornillo de presión.

En el cierre de acción rápida (fig. 395, *IX*), el dado superior *9* está introducido en una pieza en forma de taza *10*, soldada al extremo de la abrazadera. En el dado está tallada rosca a la izquierda para el tornillo de apriete cuyo extremo pasa a través del orificio liso en el dado *11* y está fijado en éste contra el desplazamiento axial. Para desarmar la unión es suficiente desenroscar el tornillo dándole unas cuantas vueltas de tal modo que el dado superior salga de la taza, y abatir el tornillo en la dirección indicada con la flecha.

En la estructura análoga con tornillo de presión (fig. 395, *X*), en el eje *12* de la abrazadera se encuentra la palanca abatible *13*. El tornillo, colocado en la parte superior de la palanca, actúa sobre el dado *14* soldado en el extremo opuesto de la abrazadera y que pasa por el orificio practicado en la palanca.

Un apriete fuerte sin usar herramientas asegura el mecanismo de dos palancas mostrado en la fig. 395, *XI*. La palanca de accionamiento 15 colocada sobre el eje *16* en el extremo superior de la abrazadera

tiene una unión articulada con la palanca de enganche *17*. Durante el montaje el gancho de la palanca *17* se introduce en uno de los orificios *s* en el extremo inferior de la cinta y, al girar la palanca *15* en la dirección indicada con la flecha, se aprieta la abrazadera. Apoyándose sobre la cinta superior la palanca *15* pasa el punto muerto y cierra la unión.

En la estructura de la fig. 395, *XII* el apriete se realiza mediante el tornillo *18* con rosca a la izquierda instalado en el orificio liso del casquillo *19* y fijado en éste en la dirección axial. Las espiras del tornillo se enganchan con las ranuras espirales *t* en la cinta de la abrazadera. Al girar el tornillo éste actúa sobre el extremo ranurado de la cinta como en una tuerca, apretando la abrazadera. Para evitar el desgaste rápido de las ranuras la cinta se somete a tratamiento térmico hasta una dureza mayor que *HRC* 45. Siendo suficientemente grande el número de ranuras, es posible usar esta abrazadera para apretar uniones cuyos diámetros varían dentro de considerables límites.

Para desarmar por completo la unión es preciso girar el tornillo hasta que el extremo ranurado de la cinta se desengrane del tornillo.

UNIONES EMBRIDADAS

Las uniones embridadas (fig. 396) se usan primordialmente para tuberías de gran diámetro. En comunicaciones con tubos de pequeño

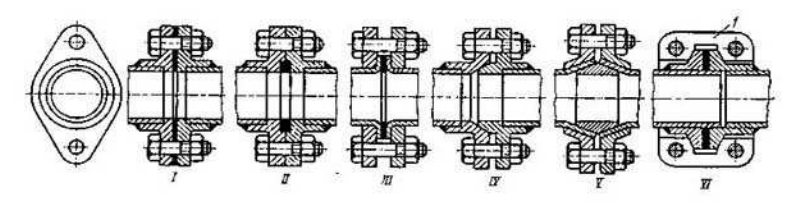


Fig. 396. Uniones embridadas

diámetro su empleo está limitado debido a la incomodidad del montaje (gran número de puntos de sujeción, necesidad de colocar tornillos con tuercas). Las tuberías de pequeño diámetro se unen corrientemente con bridas de forma rómbica. Las bridas se estancan con juntas en forma de chapas (fig. 396, *I*) o anillos (fig. 396, *II*). En la fig. 396, *III* se muestra la unión con bridas desarmables de tuberías con topes rebordeados.

En la estructura presentada en la fig. 392, *IV* el estancamiento se logra al apretar las bridas en un cono; en la estructura de la fig. 396, *V* los extremos rebordeados en forma de conos de las tuberías se aprietan sobre una pieza insertada bicónica. En la unión de cono y brida (fig. 396, *VI*) las bridas se aprietan mediante los semi-

manguitos partidos *1* con rebajos cónicos que actúan sobre las superficies cónicas de las bridas.

Las uniones embridadas se usan de modo más amplio para sujetar las tuberías en los cuerpos. Las bridas se unen a las tuberías por medio

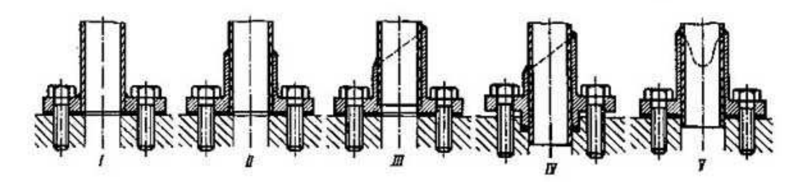


Fig. 397. Uniones embridadas para sujetar las tuberías en los cuerpos

de las soldaduras heterogénea u homogénea (fig. 397, *I*). Para aumentar la resistencia mecánica y la rigidez en las bridas se hacen golletes (fig. 397, *II*). Para aumentar la resistencia mecánica de la costura los golletes se hacen oblícuos (fig. 397, *III* y *IV*) o de configuración complicada (fig. 397, *V*).

UNIONES CON NIPLES

Las tuberías de pequeño diámetro (5 . . . 20 mm) cuyas paredes tienen un espesor 0,2 . . . 0,5 mm con la mayor frecuencia se unen

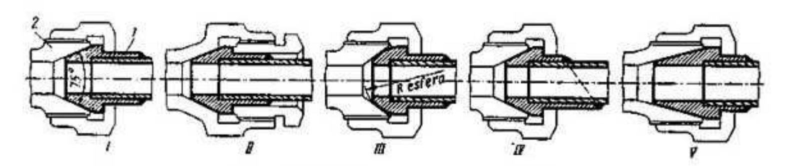


Fig. 398. Niples con cono exterior

con ayuda de niples. Las uniones con niples soportan presiones de 30 . . . 50 kgf/cm^2; estas uniones tienen pequeñas dimensiones y hacen el montaje cómodo.

Para unir las tuberías fabricadas de materiales que pueden someterse a la soldadura heterogénea y homogénea, se usan niples con cono exterior (fig. 398). El niple *1* se suelda al extremo de la tubería y se aprieta contra el cono interior de la boquilla de unión *2* con ayuda de la tuerca de unión exterior (fig. 398, *I*) o interior (fig. 398, *II*). El empleo de las tuercas exteriores reduce las dimensiones axiales de la unión y aumenta las radiales. Las uniones con tuercas interiores, al revés, tienen dimensiones axiales aumentadas y las radiales pequeñas. El ángulo del cono se hace igual a 75°. Para mejorar el estan-

camiento el niple se produce por regla de un material plástico (cobre rojo, latón).

Con el fin de aumentar la presión sobre el cinturón de contacto y asegurar cierta libertad para el autoajuste la superficie a estancar del niple se hace esférica (fig. 398, *III*). La resistencia mecánica de la

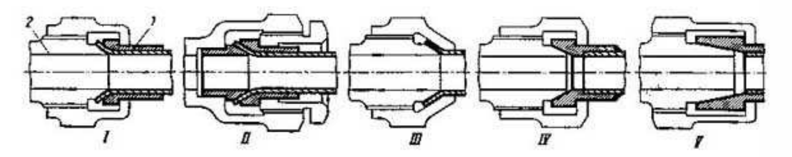


Fig. 399. Niples con cono interior

costura se eleva al hacer el hiple con bisel (fig. 398, *IV*). Para presiones altas se usan los niples con ángulo del cono 30 . . . 40° (fig. 398, *V*).

Para compensar las faltas de precisión cometidas en la fabricación y las deformaciones térmicas las tuberías se hacen débilmente encorvadas; en las tuberías de gran longitud se preven liras de dilatación o espirales con dos o tres espiras.

Los niples con cono interior (fig. 399) no necesitan soldadura heterogénea. El niple *1* se pone sobre la tubería cuyo extremo se

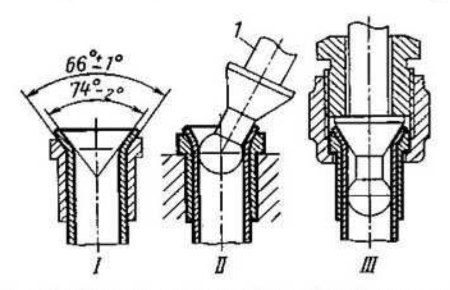


Fig. 400. Abocinamiento de los extremos de las tuberías para atribuirles conicidad

abocarda en cono y se aprieta contra la boquilla de unión *2* mediante la tuerca de unión (fig. 399, *I* y *II*). Por lo común los niples de esta índole se fabrican de acero. En una estructura simplificada sin niple (fig. 399, *III*) el extremo abocardado de la tubería se aprieta con ayuda del cuello cónico de la tuerca de unión. Puesto que el estancamiento se realiza por la superficie de la tubería, esta última tiene que fabricarse de un material plástico.

Un estancamiento más seguro ofrecen los niples de metal plástico que se sueldan a la tubería y se aprietan directamente contra la boquilla de unión (fig. 399, *IV* y *V*).

En la fig. 400, *I* se muestran las dimensiones de los conos. Los extremos de las tuberías se abocardan con ayuda de punzones cónicos en una prensa. En la producción de pequeñas series y durante la reparación el abocardado se realiza empleando un mandril esferocónico (fig. 400, *II*) que se coloca en la tubería con el niple ya puesto, y girándolo alrededor del centro de su esfera, como alrededor del eje, se forma la embocadura ensanchada. El cono se calibra al apretar el cinturón cónico del mandril con la tuerca de unión (fig. 400, *III*).

Los procedimientos usados para unir las tuberías directamente con ayuda de niples se muestran el la fig. 401, *I* a *IV*.

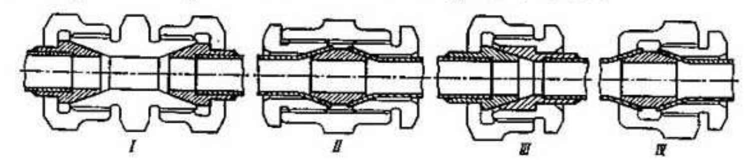


Fig. 401. Unión directa de tuberías con ayuda de niples

Para tender comunicaciones de forma complicada se emplean boquillas de unión, codos, tes y otros elementos de paso (fig. 402).

Uniones con niples para altas presiones. Las tuberías para altas presiones se producen de tubos sin costura de acero con paredes de espesor de 1 . . . 2 mm, y se unen con niples que tienen las superficies a estancar planas (fig. 403, *I* a *III*). El niple *1* se suelda a la tubería (es preferible realizar la soldadura con aleaciones de bronce). Para la empaquetadura se usan anillos *2* fabricados de elastómeros o metal blando (plomo, cobre rojo recocido) que se colocan en el espacio cerrado entre las superficies a estancar. La unión se aprieta mediante tuercas de unión.

En la unión de la fig. 403, *IV* se usa para estancarla el efecto de manguito. Los anillos de elastómero se sitúan en ranuras de perfil cuneiforme.

Bajo la acción de la presión en la tubería los anillos, al desplazarse por las superficies cónicas de las ranuras, se aprietan contra las paredes del niple y la boquilla de unión con una fuerza proporcional a la presión que se estanca.

UNIONES CON PRENSAESTOPAS

Las uniones con prensaestopas (fig. 404) no requieren un acabado previo de los extremos de las tuberías y pueden emplearse para tubos de cualquier material. El prensaestopas se fabrica de elastómeros, se coloca en el espacio cerrado entre la boquilla de unión y la tubería

Fig. 402. Elementos intermedios de las tuberías:

I y *II*—boquillas de unión; *III* y *IV*—boquillas de unión enroscadas; *V* y *VI*—codos; *VII* a *XII*—codos enroscados; *XIII* a *XVI*—tes; *XVII* a *XX*—tes enroscados; *XXI* y *XXII*—uniones en cruz; *XXIII* y *XXIV*—uniones de puntos múltiples

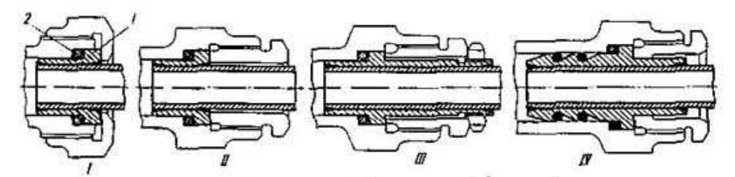


Fig. 403. Uniones con niples para altas presiones

y se aprieta mediante una tuerca de unión a través del casquillo de empaquetadura (fig. 404, *I*). Para facilitar el montaje los prensaestopas se cubren con una capa de metal plástico (plomo, cobre rojo) (fig. 404, *II*). Es posible usar estructuras con tubos lisos (véase fig. 404, *I* y *II*), si las tuberías están fijadas en dirección axial.

Para realizar la fijación axial en los tubos se hacen gofrados (fig. 404, *III*) o se coloca el prensaestopas en el cuello formado en el tubo (fig. 404, *IV*). Es casi análoga, por su esquema a las uniones

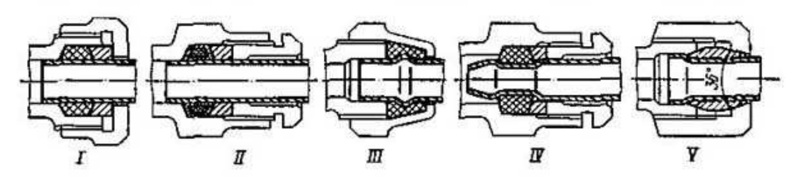


Fig. 404. Uniones con prensaestopas

descritas, la unión con un casquillo bicónico (fig. 404, *V*) cuyo cono tiene pequeño ángulo (~ 36°). El casquillo se pone sobre la tubería cuyo extremo se abocarda. El apretarlo con la tuerca de unión el casquillo comprime las paredes del tubo, estancando y fijando la tubería en dirección axial.

UNIONES GIRATORIAS

Las uniones acodadas con niples giratorios (fig. 405) permiten colocar las tuberías bajo cualquier ángulo respecto a la boquilla de unión en el plano perpendicular a su eje.

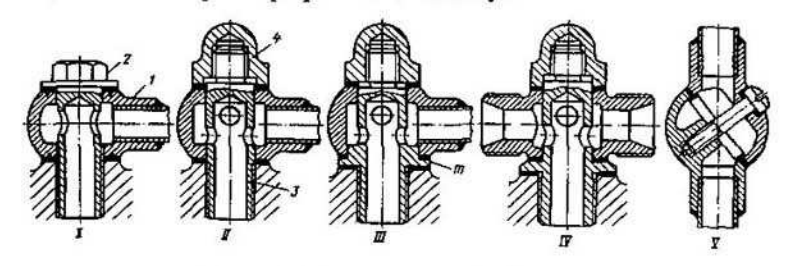


Fig. 405. Uniones con niples giratorios

El niple *1* (fig. 405, *I*) que tiene forma de esfera hueca con los planos cortados se aprieta en el cuerpo por medio del perno hueco *2* con orificios radiales que comunican la cavidad del niple con el canal del cuerpo. Las juntas se estancan con empaquetaduras.

En los cuerpos de aleaciones ligeras el niple se coloca sobre el espárrago hueco *3* (fig. 405, *II*) y se aprieta contra el cuerpo mediante la tuerca de sombrerete *4*. Para facilitar el maquinado la cavidad interior del niple se hace abierta (fig. 405, *III*) y se estanca en el escalón *m* practicado en el espárrago. Con ayuda de los niples giratorios es posible hacer uniones de puntos múltiples (prácticamente no más de cuatro puntos) (fig. 405, *IV*), así como uniones directas de tuberías (fig. 405, *V*).

En las uniones giratorias acodadas que se montan sobre **boquillas de unión cónicas**, el estancamiento se realiza apretando los niples contra el cono del racor (fig. 406, *I* y *II*). Normalmente el ángulo del

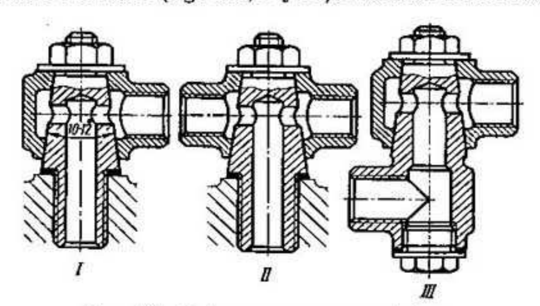


Fig. 406. Uniones con racores cónicos

cono es igual a 10 . . . 12°. Los conos en los niples y la boquilla de unión se esmerilan. Para evitar la sobretensión la unión se aprieta con esfuerzo calibrado.

Esta unión puede usarse para instalar las tuberías bajo un ángulo arbitrario entre sí (fig. 406, *III*).

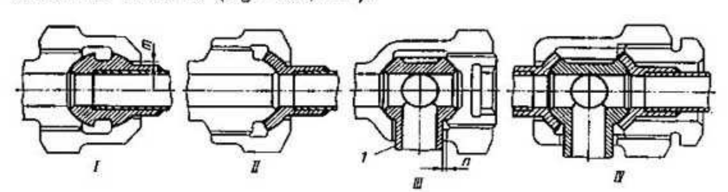


Fig. 407. Uniones con niples esféricos

Las uniones con niples esféricos (fig. 407, *I*) prestan la posibilidad de colocar las tuberías bajo cierto ángulo entre sí, cuyo valor depende de la holgura radial *m* entre el niple y la tuerca. En la estructura presentada en la fig. 407, *II*, para reducir las dimensiones axiales de la unión, el niple tiene forma biesférica.

La unión esféríca acodada mostrada en la fig. 407, *III* da la posibilidad de ladear las tuberías respecto a la boquilla de unión *1* dentro de los límites del huelgo *n* y permite situar la tubería en cualquier posición en el plano perpendicular al eje del racor.

En la fig. 407, *IV* se expone la unión acodada de dos tuberías que permite el ladeo de cada una de ellas, así como colocar el conjunto de tuberías en posición angular arbitraria respecto al eje de la boquilla de unión. La unión puede hacerse como de puntos múltiples.

UNIÓN DE LAS TUBERÍAS EN LOS CUERPOS

Las boquillas de unión se fijan en los cuerpos mediante soldadura heterogénea u homogénea (fig. 408, *I*), mediante rosca (fig. 408, *II* a *IV*) o bridas (fig. 408, *V* y *VI*).

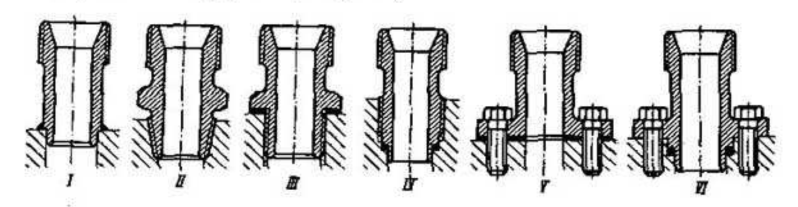


Fig. 408. Unión de los racores a los cuerpos

Los procedimientos empleados para fijar tuberías directamente en los cuerpos se muestran en la fig. 409. El enrosque de la tubería por medio de un casquillo roscado soldado (fig. 409, *I*) es aplicable en el caso, si durante el montaje se puede girar la tubería. En los demás casos se usan uniones con niples (fig. 409, *II* a *IV*) o con

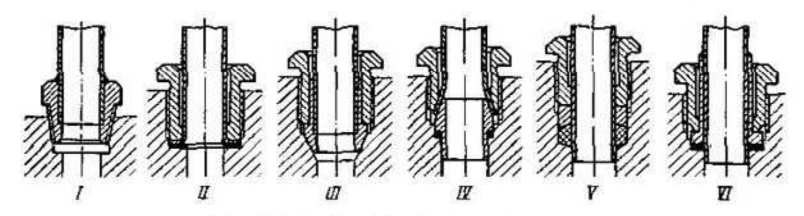


Fig. 409. Unión de tuberías a los cuerpos

prensaestopas (fig. 409, *V*). Para presiones altas se usan las uniones con niples en los que se emplea un anillo elástico de empaquetadura apretado en el espacio anular cerrado (fig. 409, *VI*).

Las uniones acodadas se realizan con ayuda de bridas (fig. 410, *I*) o codos (fig. 410, *II* y *III*) que se aprietan contra el cuerpo por medio

de bridas. Los codos de las tuberías en pares se fijan con traviesas (fig. 410, *IV*). En la fig. 410, *V* se muestra la unión en T compuesta de un disco con las tuberías soldadas que se aprieta en el cuerpo con pernos.

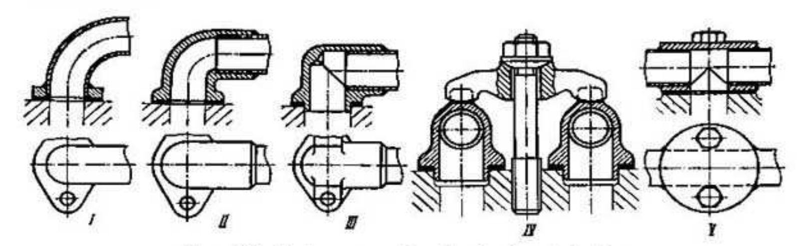


Fig. 410. Uniones en ángulo de las tuberías

FIJACIÓN DE LAS UNIONES CON NIPLES

Con frecuencia las uniones con niples pierden su estanqueidad al desenroscarse espontáneamente los elementos roscados. Por eso todos los elementos roscados de las uniones deben fijarse fiablemente, sin

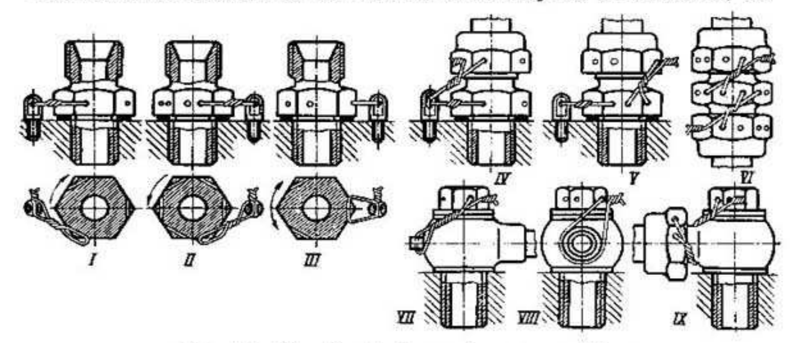


Fig. 411. Fijación de las uniones con niples

excluir las uniones con rosca cónica, así como las uniones que se aprietan intercalando juntas elásticas las que previenen en cierta medida, pero no totalmente, el desenrosque espontáneo.

Puesto que las uniones de tuberías se integran primordialmente de piezas huecas (boquillas de unión, tuercas de unión) y rara vez se desarman, para su fijación más frecuentemente se emplea la atadura con alambres que se hacen pasar por los agujeros taladrados en los ángulos de los hexágonos (fig. 411). El alambre se sujeta en las piezas

inmóviles más próximas o en orejetas especiales. Los extremos del alambre se enrollan con alicates. Normalmente se abren tres agujeros (fig. 411, *I*) y en conjuntos complicados, seis (fig. 411, *II*).

La tensión creada, al torcer los extremos del alambre, debe generar un momento torsional dirigido en sentido del enrosque (fig. 411, *I*). La tensión inversa (fig. 411, *II*) contribuye al desenrosque espontáneo. No previene el debilitamiento de la rosca la tensión orientada en dirección perpendicular al sentido de rotación de la pieza a fijar (fig. 411, *III*).

Las tuercas de unión se fijan (cumpliendo la misma regla) en las orejetas (fig. 411, *IV*) o en el hexágono de la boquilla de unión (fig. 411, *V*, *VI*).

Los pernos de las uniones giratorias con niple se fijan atándolos en las orejetas realizadas en el niple (fig. 411, *VII*) o enrollándolos en el casquillo del niple (fig. 411, *VIII*). En la fig. 411, *IX* se muestra un procedimiento con el que se fijan simultáneamente el perno y la tuerca de unión con un alambre que pasa por el casquillo del niple.

UNIÓN DE CANALES INTERNOS

Para unir los canales internos para la circulación del aceite en los cuerpos partidos se usan tubos de conexión que llevan en sus

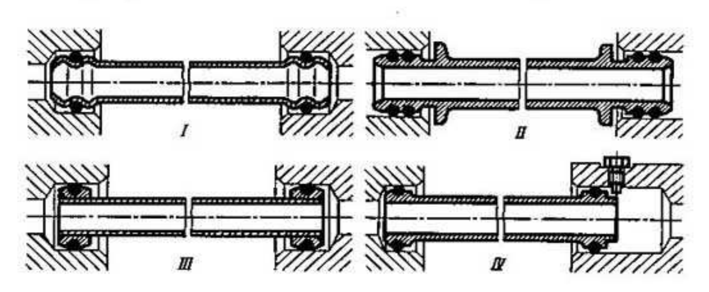


Fig. 412. Unión de canales internos

extremos anillos de empaquetadura fabricados de goma petróleoresistente o de material sintético (fig. 412, *I* y *II*). Para compensar posibles desplazamientos de los canales a unir las cabezas de los tubos se hacen esféricas (fig. 412, *III*).

El montaje de los tubos en cuerpos cerrados provoca dificultades, ya que los extremos libres de los tubos, previamente instalados en una de las mitades del cuerpo, se tienen que introducir a ciegas en los alojamientos de la segunda mitad.

Si es posible introducir el tubo por un costado a través de los orificios en el cuerpo, entonces uno de los alojamientos se hace

suficientemente profundo para que sea posible colocar el tubo en el cuerpo montado, después de lo cual el tubo se fija en su posición de trabajo mediante un retén (fig. 412, *IV*).

TUBOS FLEXIBLES (MANGAS FLEXIBLES)

Para tender comunicaciones de forma complicada y de gran longitud se usan ampliamente tubos flexibles. Estos pueden ubicarse en los sectores de acceso más difícil por fuera o por dentro de la máquina y doblarse en correspondencia con la configuración de las

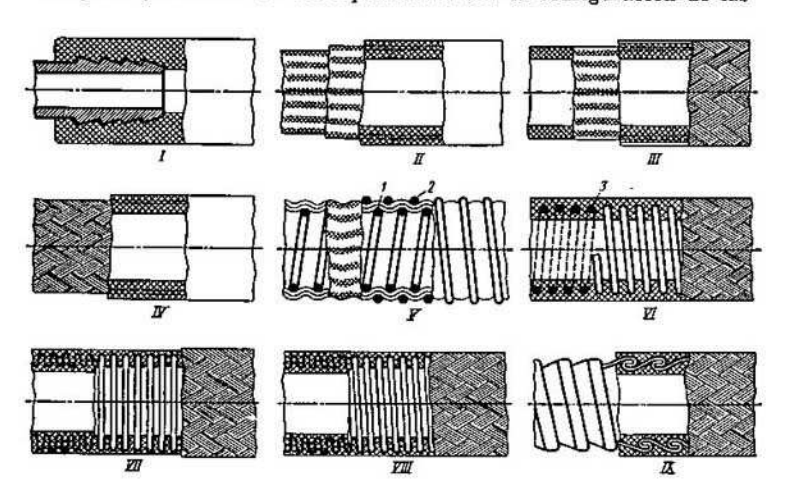


Fig. 413. Mangas flexibles

paredes. Los tubos se fijan en las paredes con ayuda de grapas, abrazaderas, etc., cuyo número debe ser suficiente para eliminar la vibración de la manga durante el trabajo.

El tipo más simple de tubos flexibles son las mangas elásticas lisas (fig. 413, *I*) fabricadas de plásticos elásticos (policloruros de vinilo, poliamidas, poliolefinas). Las mangas de paredes gruesas (con espesor de las paredes 5 . . . 8 mm) y diámetro de la sección de paso 8 . . . 12 mm soportan la presión de 6 . . . 10 kgf/cm², así como alto vacío. Para presiones elevadas se usan mangas reforzadas con varias capas de tejido cord (fig. 413, *II*), con trenzado metálico (fig. 413, *III*) o manguera metálica trenzada reforzada a presión con un plástico (fig. 413, *IV*).

La manga presentada en la fig. 413, *V* se fabrica enrollando varias capas de cintas de tela impregnadas de resina sintética o cola de

carbinol sobre la espiral *1* de alambre cincado (o cadmiado). Por arriba de las cintas se enrolla la espiral exterior *2* y la manga se somete a endurecimiento. En la estructura expuesta en la fig. 413, *VI* como armazón sirve la espira de alambre *3* reforzada a presión con un plástico.

La mayor resistencia mecánica tienen las mangas con armazón formado por silfones con gofrados anulares (fig. 413, *VII*) o espirales (fig. 413, *VIII*). Los silfones se fabrican de tubos de latón o tumbaga de paredes finas; para las uniones de responsabilidad éstos se hacen

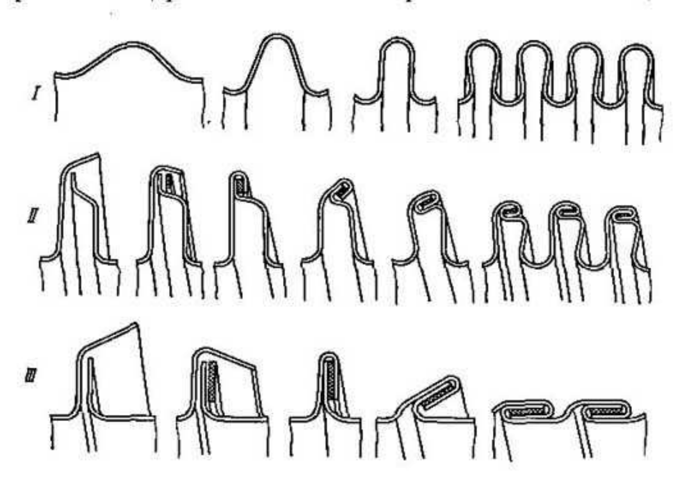


Fig. 414. Esquemas que muestran las etapas de fabricación de silfones (*I*) y mangueras metálicas enrolladas (*II* y *III*)

de metal Monel. En la estructura de la fig. 413, *IX* sirve de armazón una manguera de finas cintas metálicas que se enrollan en espiral, doblando los bordes adyacentes en forma de cierre que se estanca por medio de una junta elástica en forma de cinta.

En la fig. 414, *I*, *II* y *III* se muestran las etapas sucesivas de fabricación de silfones y mangueras metálicas enrolladas.

Por lo general, los silfones y las mangueras se refuerzan a presión con plástico y para elevar su resistencia mecánica y prever el desgaste de su superficie exterior se recubren con un trenzado metálico (mangas armadas). Las mangas de este tipo soportan una presión de 100 . . . 200 kgf/cm^2.

Las mangas lisas se unen acoplándolas sobre boquillas de unión con gofrados anulares de empaquetadura (fig. 415, *I* a *VI*) o con lengüetas (fig. 415, *VII* a *XII*). Para el vacío o pequeñas presiones

para el estancamiento, es suficiente la elasticidad propia de la manga. Cuando la presión es elevada, las mangas se aprietan adicionalmente en los racores con alambre o abrazaderas.

En los extremos de las mangas con armazón metálica se montan accesorios de unión (niples con cono exterior o interior, niples giratorios, etc.). Los procedimientos usados para el empotramiento de las mangas se muestran en la tabla 4.

En la fig. 416 se presentan los procedimientos que se usan para colocar las tuercas exteriores de unión sobre los niples de paredes

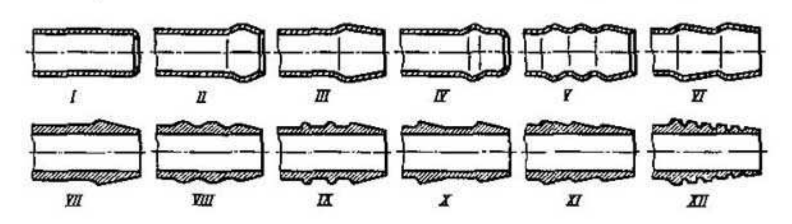


Fig. 415. Boquillas de unión para mangas lisas

gruesas. El método corriente en que el niple se aprieta por su reborde (fig. 416, *I*) es aplicable, si es posible meter la tuerca por el lado opuesto al niple. Las tuercas que se colocan por la parte del niple se fijan con ayuda de anillos seccionados de resorte (fig. 416, *II*).

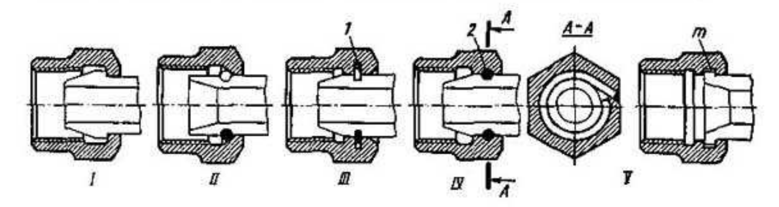


Fig. 416. Fijación de las tuercas de unión

En la estructura de la fig. 416, *III* la tuerca se fija en ambas direcciones mediante el anillo de resorte *1* introducido en la ranura profundizada de la tuerca y que penetra en la ranura anular del niple al poner la tuerca sobre éste.

Se usa también la fijación con ayuda del alambre *2* (fig. 416, *IV*) que se introduce por el orificio abierto en una de las caras de la tuerca a las ranuras anulares del niple y la tuerca; el extremo del alambre que sale de la cara se tensa.

En la estructura de la fig. 416, *V* la tuerca se fija rebordeando el material del niple en la ranura anular *m* de la tuerca.

4. Empotramiento de las mangas

Croquis	Característica de empotramiento
1	Empotramiento apretando el casquillo *1* de la boquilla de unión
2	Fijación mediante el laminado sobre las lengüetas anulares del casquillo insertado *2*
3	Fijación mediante el laminado del casquillo soldado *3* sobre las lengüetas anulares de la boquilla de unión
4	Manga con armazón de alambres espirales. Fijación mediante el laminado espiral del casquillo *4* sobre la superficie espiral de la boquilla de unión
m 5	Empotramiento apretando el casquillo *5* que se fija en el rebajo circular *m* de la boquilla de unión
7 n 6	Fijación mediante el ensanchado del sobreespesor *n* en el orificio del niple *6* enroscado en el casquillo *7*

Croquis	Característica de empotramiento
	Unión desarmable. La manga se enrosca en la rosca de diente de sierra del casquillo *8* y luego se atornilla en el niple *9* con extremo cónico
	Unión desarmable. La fijación se realiza enroscando el niple cónico *10* en el casquillo 11
	Unión desarmable. La fijación se realiza enroscando la boquilla de unión *12* con rosca de paso grande en la manga previamente atornillada en el casquillo *13*
	Unión desarmable. La manga se acopla en el vástago cónico *14* de la boca de unión y se aprieta con la tuerca *15* que tiene rosca de diente de sierra
	Manga con armazón de silfón. El trenzado abocardado en forma de cono, se coloca en el semianillo *16* introducido en el gofrado del silfón y se aprieta con la tuerca *17*. El estancamiento se realiza con el prensaestopas *18*
	Manga con armazón de silfón espiral. La manga se enrosca en la tuerca *19* y se aprieta con la tuerca cónica *20*. El estancamiento se realiza con el prensaestopas *21*

UNIONES DE ACCIÓN RÁPIDA

En los sistemas en los que se usan los tubos flexibles, se emplean manguitos de acción rápida que permiten conectar y desconectar las tuberías a mano.

El manguito con cierre de bayoneta (fig. 417, *I*) consta de la boquilla de unión *1* en la que están embutidas a presión las clavijas *2* que se acoplan con los ganchos *m* del cuerpo *3*. El estancamiento se realiza por medio del prensaestopas *4* cargado con el muelle. Al montar la boquilla de unión, con la manga acoplada a ésta, se conecta de

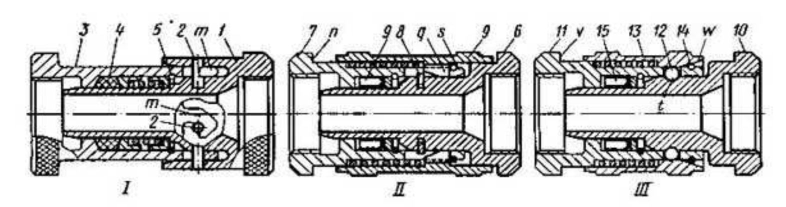


Fig. 417. Uniones de acción rápida

tal modo que las clavijas entren en las hendiduras practicadas entre los ganchos, y se gira en sentido horario hasta el tope en el cuerpo de los ganchos, después de lo que el muelle cierra la unión.

Para desconectar el manguito, la boquilla de unión se mueve hacia adelante, venciendo la tensión del muelle, se gira en sentido antihorario sacando las clavijas de los ganchos, y se desacopla el racor del cuerpo. El prensaestopas sujetado por el retén *5* queda en el cuerpo.

En la estructura presentada en la fig. 416, *II* la boquilla de unión *6* al introducirla en el cuerpo *7* se fija por el retén de muelle *8* introducido en ésta, que penetra en el rebajo circular del cuerpo. Para desconectar el manguito se tira del casquillo *9*, presionado por un muelle, hasta el tope en el reborde *n* del cuerpo; entonces los dientes *q* que se desplazan por las ranuras *s* de la boquilla de unión, sumergen el retén *8* en la muesca del racor, después de lo que este útilimo sale sin dificultad del cuerpo. El estancamiento se realiza con ayuda de la empaquetadura de manguito *9*.

En el manguito de acción rápida mostrado en la fig. 417, *III*, la boquilla de unión *10* se fija en el cuerpo *11* por medio de las bolas *12* instaladas en los taladros radiales del cuerpo y que entran en la ranura circular *t* del racor. Las bolas se cierran en la ranura con el casquillo móvil *13* que se desplaza por el muelle a la posición de cierre. La marcha del casquillo está limitada por el retén *14*. El estancamiento se realiza con ayuda de la empaquetadura de manguito *15*.

Para desconectar el manguito el casquillo *13* se desplaza a la izquierda hasta el tope en el reborde *v* del cuerpo, después de lo cual la boquilla de unión sale del cuerpo, desplazando las bolas hacia la superficie cónica *w* del casquillo *13*.

Para prevenir la caída de las bolas de sus alojamientos (cuando la boquilla de unión está sacada) sus orificios están graneteados por la parte interior del cuerpo.

Cuando se realiza el montaje el casquillo *13* se desplaza a la izquierda, se introduce la boquilla de unión y se suelta el casquillo el que, bajo la acción del muelle, se desplaza a la derecha y, presionando con su cono sobre las bolas, cierra la unión.

UNIONES AUTOCERRADORAS

En los sistemas llenos de líquido es necesario prever la salida de éste al realizar la desconexión, así como la penetración del aire a las tuberías sin recurrir a la instalación de las llaves de cierre.

En la fig. 418, *I* se muestra un manguito de acción rápida con autocierre de una de las tuberías. En la cavidad del cuerpo *1* se encuentra la válvula *2* presionada por un muelle. Estando montado el manguito la válvula resulta desconectada por la presión del tope de la cara de la boquilla de unión *3* sobre el vástago directriz *m* de la válvula. El desmontar la unión (cuyo mecanismo de separación es el mismo que en la estructura de la fig. 417, *III*) la válvula bajo la acción del muelle se asienta sobre el alojamiento *4*, cerrando la tubería izquierda.

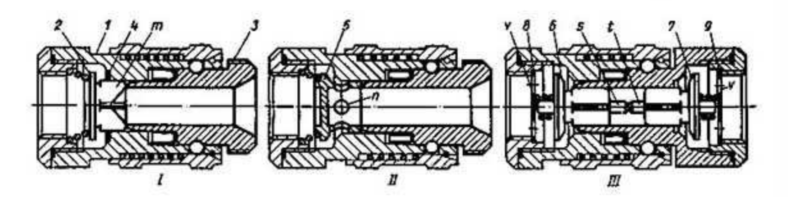


Fig. 418. Uniones de autocierre

En la estructura presentada en la fig. 418, *II* se usa la válvula cilíndrico-cónica *5* con orificios *n* para dejar pasar el líquido.

En el manguito de acción rápida con autocierre de ambas tuberías (fig. 418, *III*) las válvulas *6* y *7* se abren cuando el manguito está montado como resultado de que sus vástagos *s* y *t* chocan uno contra otro. Los muelles de las válvulas se apoyan en los discos 8 y 9 con orificios *v* para dejar pasar el líquido. Al desconectar el manguito las válvulas se asientan sobre sus alojamientos, cortando la salida del líquido.

En el manguito autocerrador mostrado en la fig. 419 en el cuerpo *1* se encuentra la válvula *2* con el plato cónico *m*. Con el manguito desconectado (fig. 418, *II*), la válvula se cierra con el asiento móvil *3* que se desplaza por el muelle hasta el tope en el plato de la válvula.

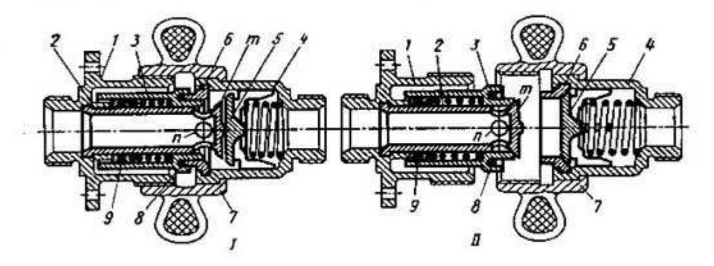


Fig. 419. Manguito con autocierre

En el segundo cuerpo *4* está instalada la válvula móvil *5* que se mueve por el muelle hasta el tope en el alojamiento cónico *6* fijado en el cuerpo.

Al apretar ambos cuerpos mediante la tuerca de unión *7* (fig. 419, *I*) la válvula *5* tropieza con el plato *m* de la válvula inmóvil *2* y, superando el esfuerzo del muelle, se abre. El asiento inmóvil *6* aparta el asiento móvil *3* del primer cuerpo que abre los orificios *n* de la válvula *2*, como resultado se establece la comunicación entre las cavidades interiores de los cuerpos.

El estancamiento se realiza mediante la junta elástica *8* colocada en la ranura circular del asiento móvil *3* y el prensaestopas *8*. Ambas empaquetaduras se encuentran bajo la acción del muelle del asiento móvil *3*.

Al desconectar el manguito el asiento *6* libera el asiento móvil *3* el que, al asentarse bajo la acción del muelle sobre el plato *m* de la válvula inmóvil *2*, cierra el orificio *n*, cerrando el primer cuerpo. Simultáneamente la válvula *5* se aparta del plato *m*, se asienta en el asiento *6*, cerrando el segundo cuerpo.

6. Piezas de plásticos

GENERALIDADES

Las materias plásticas (plásticos) son materiales a base de polímeros naturales o sintéticos capaces de formar, bajo la acción del calentamiento y la presión, artículos de configuración complicada y conservar después invariablemente la forma atribuida. Los plásticos se subdividen en los **termofijos** y **termoplásticos**.

En la composición de los plásticos, además de un polímero, pueden entrar rellenos minerales u orgánicos, plastificantes, estabilizadores, colorantes, sustancias lubricantes, etc.

Los plásticos se caracterizan por su pequeña densidad, altas propiedades dieléctricas, buenas características de aislamiento térmico, resistencia a las acciones atmosféricas, resistencia a la corrosión por medios agresivos y los cambios bruscos de temperatura.

La resistencia al calor de los plásticos no es grande. Para la mayoría de plásticos la resistencia al calor según Martens es igual a 80 . . . 140 °C. Ciertas variedades de plásticos (por ejemplo, polisiloxanos) tienen una resistencia al calor de 200 . . . 250 °C.

La resistencia al calor según Martens representa una temperatura a la cual en una probeta estandartizada sometida a la acción de una carga de flexión reglamentada, surgen deformaciones residuales. De este modo, la resistencia al calor según Martens caracteriza la estabilidad de forma a las temperaturas elevadas bajo carga.

En muchos casos la temperatura límite de trabajo no se determina por el grado de deformación que sufre el material, sino por otros factores que dependen de las condiciones en las que la pieza funciona, por ejemplo, por la caída de las propiedades dieléctricas con el aumento de la temperatura. Para las piezas que trabajan sin carga o bajo una carga insignificante como temperatura límite de trabajo puede admitirse la temperatura a la cual, durante su acción prolongada, aparecen indicios de degeneración térmica del material. Esta temperatura puede ser considerablemente mayor que la de resistencia al calor según Martens.

La resistencia al calor de los plásticos termofijos se determina según la pérdida de masa de la probeta durante el calentamiento prolongado a determinada temperatura.

Un gran inconveniente de los plásticos como material de construcción es su pequeña dureza bajo la carga prefijada (en promedio *HB* 10 . . . 30) y sus bajas características de resistencia mecánica.

El límite de rotura (tensiones de rotura) para la mayoría de los plásticos es 5 . . . 10 kgf/mm^2. Al introducir rellenos fibrosos, de telas o en láminas el límite de rotura se eleva hasta 20 . . . 30 kgf/mm^2. Los plásticos con relleno de fibra de vidrio (laminados de fibra de vidrio) y de tejido de lana de vidrio (laminados reforzados con manta de fibra de vidrio) tienen la más alta resistencia mecánica cuyo límite de rotura constituye 40 . . . 50 kgf/mm^2, o sea, es comparable con la resistencia mecánica de los aceros al carbono.

Otra inconveniencia de los plásticos consiste en el bajo valor de su módulo de elasticidad que determina la pequeña rigidez de los artículos. El módulo de elasticidad normal para la mayoría de los plásticos es $E = 100 \ldots 300$ kgf/mm^2. La introducción de rellenos eleva el módulo de elasticidad hasta 700 . . . 1000 kgf/mm^2. En los laminados de fibra de vidrio y los laminados con manta de fibra de vidrio $E = 1500 \ldots 3000$ kgf/mm^2, lo que, a pesar de todo, es 8 . . . 15 veces menor que el módulo de elasticidad del acero.

La resistencia a los impactos de los plásticos es insignificante. La resiliencia específica a_k de la mayoría de los plásticos es 0,1 . . . . . .0,3 $kgf \cdot m/cm^2$ y solamente en algunos plásticos (tetrafluoretileno, policarbonato, caprón), así como en los laminados de fibra de vidrio alcanza 1 . . . 3 $kgf \cdot m/cm^2$.

El defecto de casi todos los plásticos es su pequeña estabilidad de forma debida a su baja rigidez, blandura (cambio de forma bajo acción de cargas exteriores), alto valor del coeficiente de dilatación térmica (variación de las dimensionos al cambiar la temperatura), reblandecimiento rápido al subir la temperatura (para los termoplásticos). Muchos plásticos se inchan en el agua, keroseno, gasolina y aceites minerales. Algunos plásticos (politetrafluoretileno) se caracterizan por la propiedad de fluidez al frío (fluencia plástica). Bajo la acción de tensiones relativamente pequeñas (0,2 . . . 0,5 kgf/mm^2) los plásticos de esta índole pasan al estado de fluidez incluso a temperaturas moderadas (20 . . . 60 °C) y varían ilimitadamente sus dimensiones mientras que actúa la carga.

A las deficiencias de los artículos fabricados de plásticos es hay que atribuir, además, la fuerte influencia ejercida por el régimen de formación en sus características de la resistencia mecánica. Las desviaciones del régimen tecnológico conducen á la dispersión de las características mecánicas dentro de una misma partida de artículos. En las piezas de forma complicada se observa la dispersión de las características mecánicas a causa de heterogeneidades en la estructura condicionadas por la diferencia de las condiciones con las que el material se ha formado y endurecido en distintos sectores de la pieza. La mayoría de los plásticos sometidos a la acción prolongada de temperaturas elevadas o bajas, así como a cambios múltiples bruscos de temperatura, pierden paulatinamente sus propiedades iniciales, su resistencia mecánica y se hacen frágiles. Una irradiación duradera con rayos ultravioleta (luz solar directa) hace a los plásticos frágiles; los plásticos coloreados se destiñen.

Es posible elevar en cierta medida la resistencia a la luz y a los efectos atmosféricos de los plásticos al introducir adiciones estabilizadoras especiales. Ciertas variedades de plásticos (por ejemplo, tetrafluoretileno) poseen una resistencia absoluta a los efectos atmosféricos.

Plásticos compuestos. Las resinas sintéticas se usan en su forma pura o en combinación con rellenos. Los rellenos se introducen en forma de polvos, fibras, tejidos, materiales en láminas. El contenido de rellenos en los artículos varía en los límites 20 . . . 60% de su masa.

Los rellenos pulverulentos se introducen en la composición de los *polvos moldeables* que se usan para prensar piezas de forma. En calidad de rellenos se usa aserrín, caolín, cuarzo triturado, mica, grafito, polvos metálicos, etc. En calidad de vehículos sirven, la mayoría de las veces, resinas de fenol-formaldehído. En el último tiempo se usan polvos moldeables a base de aminoplásticos.

La introducción de caolín eleva la resistencia mecánica y la viscosidad, de asbesto, la resistencia al calor, de mica y de harina de cuarzo, las propiedades dieléctricas. Los polvos metálicos elevan la conductibilidad térmica y aumentan la resistencia mecánica; el grafito pulverulento mejora las propiedades antifricción.

Los rellenos fibrosos (estopas de algodón, fibras de vidrio) se emplean para elevar la resistencia mecánica y la resiliencia. La más amplia propagación entre los plásticos de fibras obtuvieron los *laminados de fibra de vidrio* que son un compuesto de resinas sintéticas de endurecimiento con fibras de vidrio de 5 . . . 10 μ de grosor que tienen gran resistencia mecánica y alto módulo de elasticidad. La introducción de fibras de vidrio aumenta 3 . . . 4 veces la resistencia mecánica de los plásticos.

Las fibras pueden ser cortadas o continuas, con disposición al azar u orientada.

La máxima resistencia la tienen los laminados de fibra de vidrio con fibras orientadas (materiales anisótropos de fibra de vidrio CBAM). Sin embargo tienen elevada anisotropia de las propiedades: la resistencia mecánica en la dirección de las fibras es 2 . . . 3 veces mayor que la resistencia mecánica en sentido transversal a las fibras.

En calidad de vehículos se usan resinas de fenol-formaldehído, epóxidos, polisiloxanos.

Los laminados de fibra de vidrio se usan para fabricar estructuras de revestimientos portadores: cuerpos de buques ligeros, cabinas, vagonetas, carrocerías de automóviles. De laminados de fibra de vidrio que tienen fibras orientadas, se fabrican chapas y tubos altamente resistentes.

Para fabricar artículos que deben tener elevada resistencia al calor se usan *laminados de fibra de asbesto* que es un compuesto de resinas sintéticas con fibra de amianto.

La máxima conductibilidad térmica la tienen los laminados de fibras a base de resinas de polisiloxano con fibra de cuarzo.

Las *textolitas* se obtienen al prensar en caliente paños de tela de algodón colocados en capas regulares e impregnados de resinas sintéticas de endurecimiento.

En calidad de vehículos para las textolitas se usan con la mayor frecuencia las resinas de fenol-formaldehído con acetato de polivinilo, polisiloxano o resina epoxi.

Los plásticos laminares son compuestos prensados de resinas sintéticas con rellenos en láminas: papel-kraft (*micarta*), chapas de madera cortadas por movimiento circular (*plásticos laminares de madera*). En calidad de vehículo con la mayor frecuencia se usan resinas de fenol-formaldehído. En este grupo de plásticos la mayor propagación obtuvieron los plásticos laminares de madera que se usan como materiales para el acabado en la construcción, así como para fabricar estructuras de revestimientos portadoras. La densidad de los plásticos laminares de madera es igual a 1,3 . . . 1,5 kg/dm^3; su resistencia a la tracción es 20 . . . 30 kgf/mm^2; su resiliencia específica es 1 . . . 2 kgf·m/cm^2; su módulo de elasticidad es 1500 . . . . . . 2000 kgf/mm^2; su resistencia al calor es 140 . . . 160 °C y su capacidad de absorción del agua es el 5 . . . 10%.

Los plásticos laminares de madera se usan para fabricar las paletas de los ventiladores, de hélices, las aletas de las primeras etapas de los compresores axiales, así como cojinetes que soportan grandes cargas a velocidades circunferenciales medias y moderadas.

Los plásticos porosos son resinas espumosas con poros distribuidos uniformemente. La espumación se logra al introducir en la composición de los materiales sintéticos a formar sustancias fumígenas (agentes porógenos), o sea, materias que desprenden grandes cantidades de gas inerte a la temperatura de formación. En calidad de sustancia fumígena lo más frecuentemente se usa el carbonato amónico. La distribución uniforme de los poros se logra introduciendo aditivos emulgentes. Los poros constituyen del 80 al 98% de todo el volumen del plástico. El grado de porosidad y la dimensión de los poros dependen de la cantidad de agentes porógenos y emulgentes que se introducen, de las propiedades de las resinas iniciales y del régimen de formación.

Según las características de la resina inicial los plásticos porosos pueden ser rígidos o elásticos. A los primeros se refieren los plásticos porosos a base de resinas termoendurecibles (resinas de fenol-formaldehído, plásticos amónicos) y polímeros de endurecimiento.

Los plásticos porosos elásticos se fabrican a base de termoplásticos elásticos (policloruros de vinilo, poliolefinas). Es posible regular las características elásticas de los plásticos porosos al combinar resinas con diferentes propiedades.

Las propiedades características de los plásticos porosos son su pequeña densidad (0,02 . . . 0,3 kg/dm^3), conductibilidad térmica muy baja (0,03 . . . 0,06 cal/m·h·°C) y altas propiedades de aisla-

miento acústico y térmico. Los plásticos porosos tienen una resistencia mecánica más baja que la de los plásticos macizos, además ésta es tanto menor, cuanto mayor sea la porosidad.

Se distinguen dos variedades de plásticos porosos: con poros primordialmente cerrados y llenos de gas y con poros principalmente abiertos que se comunican entre sí. Los primeros se llaman *espumas* (o *espumas con células cerradas*) y los segundos, *plásticos con células abiertas.*

Las espumas sintéticas poseen mayor resistencia mecánica, estabilidad y propiedades más altas de aislamiento térmico y acústico, son más resistentes a la acción de diferentes atmósferas que los plásticos con células abiertas.

Los plásticos con células abiertas se usan fundamentalmente en calidad del material amortiguador, para fabricar asientos blandos, para la suspensión elástica de los aparatos, etc.

Las espumas sintéticas se usan principalmente en la construcción como el material para el aislamiento térmico y acústico. Las espumas de este tipo se producen en forma de planchas y bloques prefabricados a base de poliestireno y policloruros de vinilo. Su resistencia al calor es igual a 60 . . . 80 °C.

Las espumas sintéticas se usan para llenar estructuras de revestimiento a fin de aumentar su resistencia mecánica y rigidez. Una amplia aplicación obtuvieron las espumas plásticas en la construcción de aviones para llenar las cavidades de los compartimientos, carenados, elementos del empenaje, rotores de helicópteros, flotadores de hidroaviones, etc. Asegurando el enlace entre las paredes de la estructura el relleno de espuma sintética contribuye a la transmisión uniforme de las cargas de funcionamiento a los revestimientos portadores, aumenta bruscamente la rigidez y la estabilidad de las estructuras y permite reducir el número de enlaces metálicos interiores (costillas y trancaniles) y en muchos casos, eliminarlos por completo.

Para fabricar las estructuras de revestimientos normalmente se usan plásticos autoespumosos en forma de mezclas semilíquidas de resinas con agentes porógenos, emulgentes y endurecedores. La mezcla se vierte en la cavidad entre las paredes de la estructura y se somete al calentamiento, a consecuencia de lo cual se produce la espumación y endurecimiento del plástico. Las masas autoespumosas para estructuras de revestimiento deben poseer alta adhesión al metal, resistencia mecánica y rigidez. Ya que la resistencia mecánica de las espumas sintéticas depende del grado de porosidad, se usa una porosidad de no más del 80 . . . 90 % (densidad 0,2 . . . . . .0,3 kg/dm^3).

Los plásticos autoespumosos se fabrican primordialmente a base de resinas de fenol-formaldehído y compuestos de caucho fenólico. Se emplean también los plásticos a base de poliuretanos y polisiloxanos. La resistencia al calor de los plásticos espumosos de polisiloxanos alcanza 150 °C.

Para crear estructuras ligeras resistentes y rígidas se usan también *plásticos de panal* que se obtienen al unir tejidos de algodón o de vidrio en forma de panal de abejas, impregnados de resinas termofijas o de endurecimiento. Las dimensiones de las celdillas son 8 . . . 12 mm.

La mayor resistencia mecánica y rigidez tienen los panales metálicos que se obtienen al pegar hojas gofradas de aleaciones de aluminio o de magnesio, cubiertas previamente con una película de colas de fenol-neopreno o de colas de epóxidos modificados. Estas mismas colas sirven para unir a los panales los revestimientos exteriores.

El maquinado de la mayoría de los plásticos es dificultoso, puesto que la resistencia al desgaste inherente a éstos provoca embotamiento rápido de la herramienta cortante. Los artículos de plásticos se mecanizan con herramientas de aleaciones duras o diamantadas a altas velocidades de corte y pequeños avances. Por la calidad de la superficie y resistencia mecánica los artículos mecanizados ceden los prensados y moldeados.

Es decir, los artículos fabricados de masas plásticas son primordialmente artículos de producción en masa donde está justificado el empleo de moldes, equipo de prensas y máquinas de fundir costosos. Fabricar los artículos de plásticos por unidades no es ventajoso y rentable. Constituyen una exclusión solamente la fabricación de estructuras de revestimientos de grandes dimensiones de plásticos de fibras de vidrio. Este proceso se somete mal a la mecanización y se lleva a cabo en orden individual con empleo del trabajo manual.

Una propiedad positiva de los plásticos consiste en que en éstos es posible incluir con facilidad una **armadura metálica** al efectuar el prensado o el moldeo a presión. Esto da la posibilidad de crear estructuras plástico-metálicas.

Muchos plásticos (aminoplásticos, poliestirenos, policloruros de vinilo, polimetacrilato de metilo) en estado inicial son transparentes o tienen color blanco y se colorean fácilmente.

Esferas en que se emplean los plásticos. Los plásticos son materiales de construcción importantísimos para la técnica moderna. Las esferas fundamentales de su aplicación son la electrotecnia, radiotecnia, construcción de maquinaria para la industria química y construcción de aparatos.

Los plásticos resistentes al desgaste del tipo de poliamidas y poliolefinas se usan para fabricar las guías de movimiento rectilíneo en las máquinas-herramientas. Si se protegen contra las sustancias abrasivas (virutas metálicas, polvo, suciedad, etc.) las guías de plástico pueden trabajar largo tiempo incluso con engrase escaso.

La resistencia mecánica y la rigidez bajas, la pequeña estabilidad de forma son factores que limitan el empleo de los plásticos para las piezas de máquinas. Para estas piezas se usan principalmente los plásticos de fibra de vidrio. De éstos se producen estructuras de revestimiento de grandes dimensiones.

Los plásticos se emplean para fabricar las jaulas de los cojinetes de contacto rodante. Las jaulas directamente se prensan o se moldean a presión. El acabado consiste sólo en eliminar rebabas que, además, no se quitan mecánicamente (pequeñas partículas que quedan, pueden deteriorar el cojinete durante la explotación), sino mediante otros procedimientos de los cuales el más aceptable resulta quemarlas con llama. La jaula debe tener dimensiones estables por lo que se realiza la así llamada estabilización de los materiales (hirviéndolas en aceite, etc.).

Antes para fabricar las jaulas se utilizaban solamente plásticos laminares con relleno de tela (textolitas). Hoy día se usa fundamentalmente el teflón (politetrafluoretileno), a veces el teflón poroso que, al ser impregnado de aceite, se hace autolubrificante. Están ampliamente propagadas las jaulas de cojinetes con recubrimiento fino antifricción de plástico. El espesor del recubrimiento no debe superar 0,3 mm. Para reducir la fricción los plásticos, usados para las jaulas, se rellenan normalmente de grafito o de disulfuro de molibdeno.

PROCEDIMIENTOS PARA FABRICAR LAS PIEZAS

Las hojas y chapas de termoplásticos la mayoría de las veces se producen por **calandrado**, o sea, laminando en trenes laminadores de rodillos múltiples. Mediante el laminado en rodillos perfilados se fabrican también las hojas gofradas para plásticos de panal. Los artículos de configuración complicada fabricados de chapas se producen prensándolos en matrices con punzón rígido o elástico (saco de goma lleno de aire).

Amplio empleo ha obtenido el procedimiento de moldeo por insuflación de aire comprimido y al vacío. Durante el moldeo por insuflación de aire comprimido la pieza bruta en chapas, calentada hasta el estado plástico, se sujeta por el perímetro de la matríz después de lo que, presionando con el aire comprimido, la pieza bruta se asienta en la matriz. Para el moldeo al vacío en el interior de la matriz se crea vacío a consecuencia de lo cual la pieza bruta se atrae al interior de la matriz ajustándose a su superficie. Por este procedimiento se fabrican tapas perfiladas, depósitos abiertos, carenados, caperuzas y otros artículos de paredes finas.

Prensado

El prensado se usa para fabricar artículos de forma de plásticos termofijos y de termoplásticos de endurecimiento. En calidad del material inicial se emplean tabletas, gránulos, menudos; para los artículos con rellenos en forma de polvo, el polvo moldeable. El proceso se realiza en moldes que constan de matriz y punzón. El moldeo se lleva a cabo a elevada temperatura (calentando los moldes), que asegura el endurecimiento del material. En la matriz se carga una cantidad medida del material a prensar, previamente calentado,

después de lo que al punzón se aplica una fuerza mecánica o hidráulica y el artículo se mantiene breve tiempo en el molde a presión constante, a consecuencia de lo cual tiene lugar el endurecimiento del material. Luego el punzón se aparta y el artículo endurecido se extrae de la matriz con ayuda de un empujador.

Los regímenes de moldeo (temperatura de calentamiento previo, temperatura y presión de prensado, tiempo de manutención en el molde) dependen de la fórmula del material a prensar, las dimensiones y configuración del artículo y se eligen de modo experimental. Por lo común la temperatura de calentamiento previo es de 130... ...180° C, la temperatura de prensado, de 200...220° C; la presión de prensado, de 100...300 kgf/cm^2, la duración de permanencia en el molde, de 15...30 s.

En la actualidad se emplean equipos automáticos rotativos de prensar de múltiples posiciones con calentamiento automatizado por corrientes de alta frecuencia cuyo rendimiento alcanza 100 prensados y más por minuto.

La precisión de las dimensiones de la pieza dependen de la exactitud con que se han fabricado la matriz y el punzón, la precisión de dosificación del material a prensar y el cumplimiento de los regímenes de prensado.

La calidad de las superficies de las piezas es alta. Al acabar respectivamente las superficies de la matriz y el punzón (cromado, pulido) es posible obtener la superficie con rugosidad Ra = 0,080... ...0,160 μ.

Moldeo por inyección

El moldeo por inyección se usa para fabricar artículos de termoplásticos. El material de partida (gránulos, tabletas) se calienta hasta que se reblandezca por completo. La masa a moldear cuya consistencia es tal que ésta fluye, se suministra a un cilindro con calentamiento de donde se expulsa a presión por un émbolo a través de los canales de colada a las formas metálicas enfriadas. Después de que la masa se enfría y se endurece, el molde se abre y las piezas coladas se extraen con ayuda de empujadores. Los restos de los canales de colada y las rebabas que se han formado en el plano de separación del molde, se cortan y se limpian. La temperatura de reblandecimiento de la masa a colar depende de su composición. La presión usada en el proceso es de 1000...1500 kgf/cm^2. La temperatura del molde es de 20...40° C.

El moldeo por inyección es más productivo y asegura una calidad más alta y uniforme que el prensado. Es posible obtener una superficie con rugosidad Ra = 0,020...0,040 μ.

Las máquinas de moldeo por inyección modernas de posiciones múltiples y con el proceso de trabajo completamente automatizado, tienen un rendimiento hasta de 200 piezas por minuto.

Para eliminar las tensiones internas y aumentar la homogeneidad de la estructura las piezas fundidas se someten a normalización:

calentamiento sin acceso del aire (normalmente en aceite mineral) a la temperatura de 140...160° C durante 1,5...2 h con enfriamiento ulterior lento.

Moldeo por extrusión

El moldeo por extrusión se emplea para fabricar de termoplásticos, barras, tubos, mangas, chapas, películas, perfiles de forma (pasamanos, tablas de zócalo, etc.). El proceso se realiza en prensas de extrusión de acción continua (extruidores). La masa a moldear se suministra a través de la tolva de carga al cilindro calentado del tornillo transportador, se coge por las espiras del tornillo (que también se calienta) y se desplaza a lo largo del cilindro, mezclándose y comprimiéndose. La compresión de la masa se logra al disminuir el paso o la altura de las espiras del tornillo. En el extremo de salida del cilindro se coloca una hilera con orificio que corresponde a la forma de la sección transversal del artículo. El artículo moldeado que sale de la hilera en forma de un cordón continuo, se enfría. Una vez endurecido, se corta en pedazos de la longitud necesaria.

En los últimos tiempos para calentar la masa a moldear se usa el calor que surge como resultado del rozamiento de la masa por las paredes del cilindro y las espiras del tornillo transportador («extrusión adiabática»). Al aplicar este método se simplifica la estructura de la prensa y aumenta el rendimiento económico del proceso.

El método de extrusión se emplea ampliamente para aplicar recubrimientos aislantes sobre conductores, cables, etc. Los conductores que es necesario recubrir, se alimentan de un rollo, a través del orificio central en el tornillo transportador, y en la hilera se cubren con la masa moldeable.

Para fabricar películas en el extremo de salida de la prensa se coloca un cabezal angular. La pieza bruta sale de la hilera en forma de un tubo de pared fina, se hace girar a un ángulo de 90°, se infla con aire comprimido hasta obtener paredes del espesor necesario y llega a una holgura cuneiforme entre dos cintas sin fin, donde se aplasta. La cinta doble obtenida se envía por los rodillos de salida al conjunto de corte.

De los tubos obtenidos por extrusión se fabrican (según el método de inflación en formas) artículos huecos (frascos, botellas, cantimploras y otros). El fondo de los artículos se suelda.

Moldeo de los plásticos de fibra de vidrio

Los artículos de pequeñas dimensiones de plásticos de fibra de vidrio se producen mediante el prensado en caliente en moldes metálicos. Este procedimiento no es aplicable para producir artículos de grandes dimensiones, ya que requiere un potente equipo de prensar y moldes voluminosos y caros.

Las estructuras de revestimiento de grandes dimensiones, se fabrican con la mayor frecuencia por el método del rociado del modelo

con plástico en estado viscoso-fluido junto con la fibra de vidrio. El plástico y la fibra cortada se suministran en la proporción requerida al atomizador. Con el chorro que sale de éste se cubre el modelo hasta que se forme la capa del espesor necesario.

Los modelos *positivos* que reproducen el contorno *interior* del artículo se emplean cuando es necesario que la superficie interior obtenida sea lisa y precisa. Los modelos *negativos* que reproducen el contorno *exterior* del artículo se usan para obtener una superficie exterior limpia y precisa.

Para fabricar artículos de plásticos que se endurecen en frío, los modelos se hacen de madera, yeso, cemento, así como de plásticos termofijos. Cuando el endurecimiento se efectúa en caliente, se emplean modelos metálicos que se calientan. La superficie de la capa colocada sobre el modelo se compacta laminándola con rodillos o sometiéndola a presión con aire comprimido a través de una funda elástica de goma termorresistente o plástico silicónico. Después del endurecimiento, su superficie del artículo se limpia, se le da la mano de fondo y se cubre de una laca sintética de acabado.

La precisión de las dimensiones de los artículos obtenidos por el método de rociado, no es grande. En las piezas de grandes dimensiones la diferencia de los tamaños puede alcanzar varios milímetros. La resistencia mecánica de los artículos de este género es inferior a la resistencia mecánica de los artículos prensados a alta presión.

Para fabricar piezas huecas con forma de cuerpos de revolución (tubos, conos, etc.) se usa el método de enrollar sobre un mandril giratorio cordones continuos de fibra de vidrio impregnados de un material sintético. El alimentador de cordón se instala en un soporte que realiza movimiento de vaivén respecto al mandril. Generalmente se enrollan varias capas en cruz. Las capas enrolladas se compactan con rodillos.

Cuando se fabrican planchas altamente resistentes con fibras orientadas el enrollamiento se realiza en un tambor de gran diámetro. La capa todavía no endurecida se corta por la generatriz, se endereza y se somete al prensado en estampas planas o de forma.

Soldadura de plásticos

Los termoplásticos de todos los tipos se sueldan con facilidad. Los plásticos altamente elásticos (poliolefinas, poliamidas, polimetacrilato de metilo) se sueldan mediante la soldadura por contacto sin usar material aportado. Las chapas y películas finas se sueldan a solapa al pasar las películas entre los rodillos calentados por corriente eléctrica. Las planchas, barretas y otros artículos semejantes se sueldan a tope. Las superficies a soldar se comprimen a una presión de 1...3 kgf/cm^2; la costura se calienta con corrientes de alta frecuencia o ultrasonido. La resistencia mecánica de la junta soldada es próxima a la resistencia del mismo material.

Los plásticos cuya plasticidad es menor (plásticos vinílicos, plásticos fluorocarbúricos) se sueldan empleando una barra de aportación que se obtiene del mismo material que las piezas a soldar, pero con adición de un plastificante. Los bordes a unir se preparan para formar el baño de sodadura. Se suelda con ayuda de un chorro de aire caliente. La resistencia mecánica de la costura constituye el 70 . . . . . . 80% de la resistencia del mismo material.

Hay métodos para soldar los plásticos termofijos y de endurecimiento, así como los de fibra de vidrio.

Los plásticos se pegan bien con ayuda de colas que son una disolución del polímero dado en el disolvente correspondiente. Algunas colas (acetato de polivinilo, de fenol-neopreno, a base de epóxidos modificados, etc.) poseen una vasta universalidad respecto a los materiales a pegar. Con estas colas es posible pegar los plásticos con metal, vidrio, cerámica, etc.

DISEÑO DE LAS PIEZAS

Las reglas para diseñar las piezas de plásticos que se fabrican por prensado o moldeo a presión, son próximas a las reglas generales para diseñar las piezas coladas y estampadas. La atención principal se debe prestar a que se simplifique la fabricación de los costosos moldes, a que aumente el rendimiento de las operaciones de moldeo, así como que se asegure la distribución uniforme de las propiedades del material por todas las partes de la pieza y que se eliminen las tensiones internas. Es necesario tratar de obtener las piezas del molde en forma acabada, que no requieran maquinado adicional (a excepción de quitar las rebabas).

Hay que empezar el diseño de las piezas con el trazado del plano de separación que determina la configuración de la pieza, la dirección de las inclinaciones de moldeo, la situación de los orificios y disposición de la armadura.

Como regla, el molde debe sólo tener un plano de separación. La separación por varios planos complica la estructura. Sobre todo no son deseables separaciones adicionales en dirección perpendicular a la de separación principal.

Para facilitar la fabricación es conveniente atribuir a los moldes las formas más simples (cilíndricas, cónicas y otras semejantes que se obtienen por torneado).

La fabricación de moldes de forma complicada es considerablemente más difícil, requiere un fresado con plantilla copiadora y, a veces, la elaboración a mano. El acabado de estos moldes (pulido de las superficies que moldean) se realiza mediante el pulido eléctrico o hidráulico.

Hay que tener en cuenta que las partes positivas, o sea, las partes convexas del molde que forman las superficies interiores de la pieza, se elaboran más fácilmente que las negativas (cavidades de las matrices) que forman las superficies exteriores de la pieza. Por eso todos

los elementos de perfil complicado de la pieza se recomienda trasladar a las superficies interiores, tratando de atribuir a las exteriores los contornos más simples.

Requisitos tecnológicos que se presentan a la estructura de las piezas

La configuración de la pieza tiene que asegurar su fácil extracción del molde. No son admisibles «rebajes», o sea, resaltos y hendiduras locales en las superficies laterales interiores y exteriores que obligan a hacer separaciones complementarias, usar los moldes desarmables (que se abren en dirección perpendicular al sentido en el

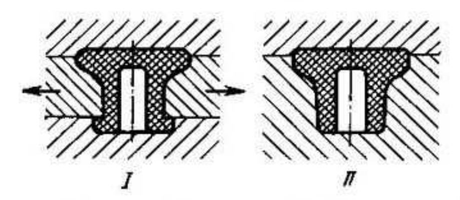


Fig. 420. Estructura incorrecta (*I*) y correcta (*II*) de una manecilla (la estructura *I* requiere emplear un molde con varios planos de separación)

cual se extrae la pieza), introducir elementos abatibles, lo que complica mucho la estructura de los moldes e impide usar los moldes de alto rendimiento compuestos de bloques. Sobre todo no son deseables (en las piezas menudas completamente inadmisibles) los rebajes en las superficies interiores.

Ejemplos de estructuras irracionales que requieren el uso de moldes complicados se presentan en las figs. 420 a 423. Allí mismo se muestran también las estructuras correctas que se fabrican en moldes con un plano de separación.

Se deben evitar cavidades y muescas en las superficies interiores y exteriores, paralelas al plano de separación del molde. En la fig. 424 se da un ejemplo de estructura errónea del cabezal de una palanca. Es imposible moldear la pieza en la posición indicada en la fig. 424, *I*; al moldear en la posición mostrada en la fig. 424, *II* en la muesca en el plano de separación se forma una rebaba que se elimina con gran dificultad.

Se recomienda situar las superficies perfiladas de tal modo que las superficies de moldeo puedan realizarse solamente en la matriz. En la fig. 425 se muestra una cabeza moleteada de palanca. Al moldear según el esquema presentado en la fig. 425, *I*, las superficies de moldeo se tienen que hacer en ambas matrices lo que dificulta la fabricación de los moldes. Es dificultoso asegurar la coincidencia del moleteado en ambas matrices; en el plano de separación, en el mo-

leteado se forman rebabas que se eliminan con dificultad. Un esquema correcto de moldeo se expone en la fig. 425, *II*.

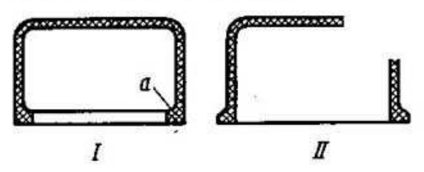


Fig. 421. Estructura incorrecta (*I*) y correcta (*II*) (el reborde *a* requiere on rebajo)

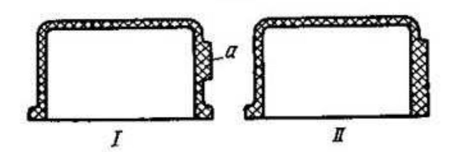


Fig. 422. Estructura incorrecta (*I*) y correcta (*II*) (el resalto *a* requiere un rebajo)

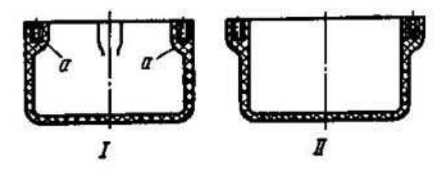


Fig. 423. Estructura incorrecta (*I*) y correcta (*II*) (los tetones *a* requieren un rebajo)

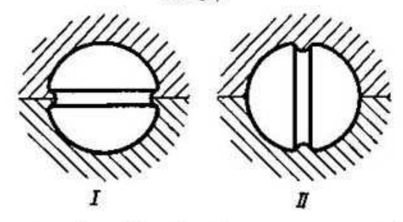


Fig. 424. Para el moldeo de piezas con ranuras circulares

Las superficies interiores y exteriores de las paredes deben efectuarse con una inclinación (fig. 426) que asegure la ligera extracción de la pieza del molde.

Una excepcion de esta regla son las superficies que por su destinación funcional necesitan que se guarde la forma rectilínea, por ejemplo, las superficies

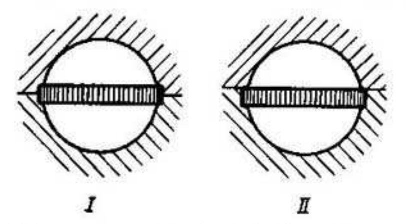


Fig. 425. Esquema de moldeo de elementos perfilados:
I—incorrectamente; II—correctamente

de los dientes de piñones que se realizan, como regla, paralelos a la dirección de extracción de la pieza. Se recomienda hacer mínima la longitud de estas superficies.

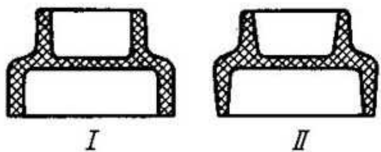


Fig. 426. Inclinaciones de moldeo:
I—estructura incorrecta; II—estructura correcta

Los valores mínimos de las inclinaciones en las paredes de las piezas de uso corriente, en función de la altura h de la pared, son los siguientes:

Altura de la pared, en mm . .	10	10-50	50-100	100-200	200
Inclinación	1:10	1:20	1:50	1:100	1:200

Es conveniente hacer las inclinaciones interiores mayores que las exteriores, puesto que durante la contracción la pieza comprime estrechamente los elementos de moldeo lo que dificulta la extracción

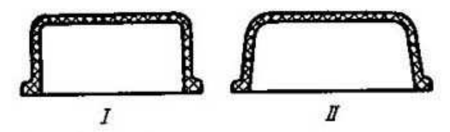


Fig. 427. Piezas sin inclinación constructiva (I) y con esta inclinación (II)

de la pieza de estas superficies. Es mejor atribuir a las paredes una inclinación constructiva determinada, elaborando las piezas, si lo permite su estructura, cónicas, piramidales, etc. (fig. 427). Cuanto

mayores son las inclinaciones constructivas, tanto más fácil se extrae la pieza y tanto menores son las tensiones internas que surgen en las paredes debido a la contracción del plástico durante su endurecimiento.

En la estructura de las piezas se deben prever superficies de tope para los empujadores. Normalmente en calidad de superficies de tope se usan los siguientes elementos de la estructura: tetones, resaltos, etc. En algunos casos resulta necesario crear artificialmente superficies de tope de 4 . . . 6 mm de diámetro. Estas superficies deben ser perpendiculares a la dirección de extracción de la pieza.

Para las piezas menudas la mejor situación de las superficies de tope es el centro de la pieza. En las piezas de gran longitud (tapas, tableros, etc.) es necesario prever varias superficies de tope situadas simétricamente por la periferia. Estas áreas deben ubicarse en los nudos de rigidez de la pieza o reforzarse con nervios para excluir la deformación y rotura de la pieza durante su extracción.

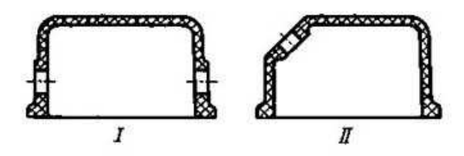


Fig. 428. Disposición perpendicular (*I*) e inclinada (*II*) de los orificios respecto a la dirección de separación del molde

Orificios. Los agujeros en las piezas de plásticos se obtienen mediante machos fijados en el molde.

Al diseñar los orificios es preciso cumplir las reglas siguientes. Hay que evitar ubicar los agujeros de modo perpendicular o bajo un ángulo respecto a la dirección de separación del molde (fig. 428), puesto que en este caso se complica la estructura del molde (resulta necesario extraer los machos antes de sacar la pieza del molde). En algunos casos es más ventajoso taladrar los agujeros transversales en una máquina-herramienta.

La longitud de los orificios (pasantes y ciegos) no debe superar de tres a cinco diámetros del agujero. El diámetro mínimo admisible de un orificio es 0,8 . . . 1 mm.

Para aumentar su rigidez es conveniente que los machos (sobre todo largos y de pequeño diámetro) se engrosen en una longitud lo mayor posible, limitando la longitud del agujero de diámetro prefijado con el mínimo estrictamente necesario (fig. 429).

Las paredes de los tetones con orificios deben ser suficientemente macizas para evitar la rotura de las paredes durante la contracción (fig. 430).

La conjugación de las paredes de los agujeros con la superficie de tope se realiza normalmente bajo un ángulo recto, sin redondeos y

chaflanes (figs. 431, *II* y 432, *II*) que complican la estructura de los machos. Los radios y chaflanes son admisibles solamente en aquella

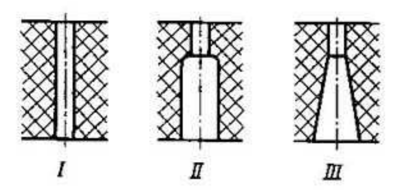
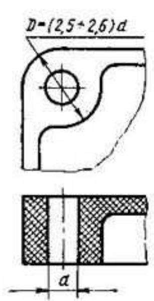


Fig. 429. Formas incorrecta (*I*) y correctas (*II* y *III*) de los orificios

parte del orificio donde el macho se fija al molde (figs. 431, *III* y 432, *III*).

Si los radios y chaflanes se hacen por el lado opuesto del agujero, esto prácticamente imposibilita la apertura del molde.



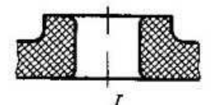
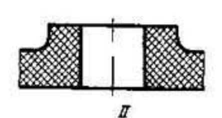


Fig. 430. Determinación del espesor de las paredes de los tetones

Agujeros roscados. Es necesario evitar la formación de los agujeros roscados directamente en la pieza que se moldea. Las roscas de esta



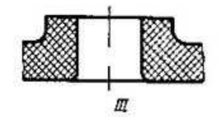


Fig. 431. Formas de los agujeros:
I—incorrecta (con redondeos en ambos topes); *II*—correcta (sin redondeos); *III*—admisible (el redondeo se encuentra por el lado en el que el macho se fija en el molde)

índole requieren machos desenroscables, lo que complica la estructura del molde y demora la apertura de éste. Además, las roscas practicadas en las piezas no son resistentes, se desgastan rápidamente y se

aplastan en la explotación cuando el tornillo se enrosca y desenrosca reiteradas veces. Es conveniente hacer la longitud de los agujeros roscados no menos de 2,5 . . . 3 diámetros de la rosca.

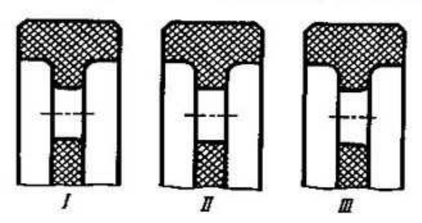


Fig. 432. Formas incorrecta (*I*), correcta (*II*) y admisible (*III*) de orificios

En el tope de los agujeros roscados conviene hacer chaflanes de entrada o torneados (fig. 433). Pero es más conveniente tallar las

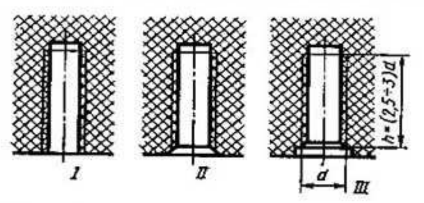


Fig. 433. Formas de agujeros roscados:
I—incorrecta con salida de las espiras de la rosca a la superficie de la pieza; *II* y *III*—correcta con chaflán de entrada y rebajo anular

roscas para los tornillos de sujeción en casquillos de reducción metálicos fijados en el artículo en proceso de su moldeo.

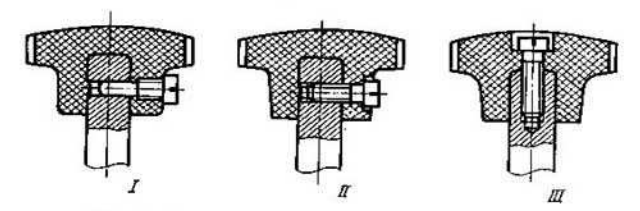


Fig. 434. Fijación de la manija en el vástago:
I—incorrecta; *II* y *III*—correctas

En una serie de casos resulta posible trasladar el agujero roscado de la pieza de plástico a la pieza metálica conjugada con la primera. A título de ejemplo puede servir el conjunto mostrado en la fig. 434

que sirve para fijar una manija en un vástago metálico. En la estructura de la fig. 434, *I* la rosca está practicada en la manija; en las estructuras presentadas en la fig. 434, *II* y *III* la rosca está cortada en el vástago; el orificio abierto en la manija es liso. La estructura de

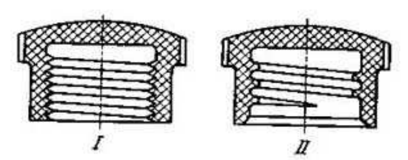


Fig. 435. Rosca interior en un sombrerete:
I—incorrecta; *II*—correcta

la fig. 434, *III* tiene además la ventaja de que el agujero para el tornillo de sujeción está orientado perpendicularmente al plano de separación del molde y, por consiguiente, puede formarse mediante un macho fijo.

En las piezas de plásticos tipo tapones, casquetes, etc. hay que hacer roscas con gran paso y número mínimo de espiras. Es conveniente atribuir a las espiras un perfil redondeado (fig. 435). Las espiras de las roscas no deben salir al tope de la pieza; el agujero roscado debe tener chaflán de entrada o torneado. La primera espira (según la marcha de enrosque) debe reducirse a cero.

Grosor de las paredes. La condición principal que debe cumplirse para obtener una estructura y unas propiedades físico-químicas iguales del plástico en diferentes partes de la pieza, consiste en que el molde se llene uniformemente y que todos los sectores de la pieza se endurezcan simultáneamente. Hay que evitar engrosamientos locales (figs. 436 a 439). En la medida de lo posible las paredes de la pieza deben tener igual grosor. Empíricamente está determinado que la diferencia en el grosor de las paredes de una pieza no debe superar 1 : 3. Las transiciones entre las paredes de espesor diferente tienen que ser suaves (fig. 440).

Para mejorar el relleno de las formas la conjugación de las paredes perpendiculares entre sí o inclinadas debe realizarse según el radio máximo posible desde el punto de vista constructivo (fig. 441).

Fig. 436. Estructura de una rueda dentada:
I—incorrecta; *II*—correcta

El grosor de las paredes debe ser medio. El aumento del espesor de las paredes tras determinado límite provoca la heterogeneidad de la estructura del material en el sentido transversal a la pared y debilita la pieza. Aproximadamente es posible determinar el espesor

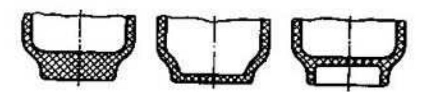


Fig. 437. Ejemplo que muestra cómo se elimina un engrosamiento local

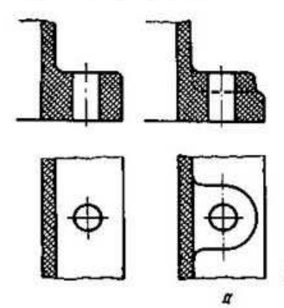
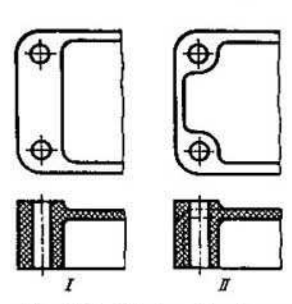
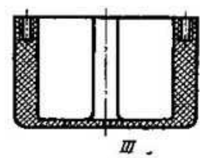


Fig. 438. Estructura incorrecta (*I*) y correcta (*II*) de un tetón





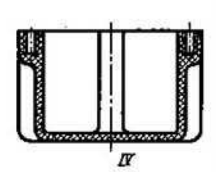


Fig. 439. Eliminación de engrosamientos locales. Estructuras no racionales (*I* y *III*) y racionales (*II*, *IV*)

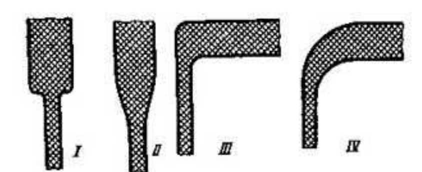


Fig. 440. Conjugaciones de paredes de espesor diferente:
I y *III*—incorrectas; *II* y *IV*—correctas



Fig. 441. Conjugación de las paredes bajo un ángulo:
I—incorrecta; *II*—correcta

medio de las paredes en las piezas de configuración complicada según la fórmula $s = (0,25 \ldots 0,5) \sqrt{L}$, donde L es dimensión máxima de la pieza, en mm (fig. 442).

Costillaje. Es conveniente tratar de aumentar la resistencia mecánica y la rigidez de las piezas no aumentando el grosor de las paredes, sino que mediante el costillaje racional de la pieza. Al diseñar los nervios es necesario seguir las reglas siguientes. El espesor de los nervios debe ser 0,6 . . . 0,8 del espesor de las paredes, sin embargo (en las piezas menudas) no tiene que ser menos de 0,8 . . . 1 mm. La altura de los nervios no debe superar de tres a cinco grosores del nervio. Es conveniente inclinar la superficie de nervios hacia el lado por el que el molde se abre. Los nervios deben unirse con las paredes mediante radios suaves. Es preciso redondear las crestas de los nervios.

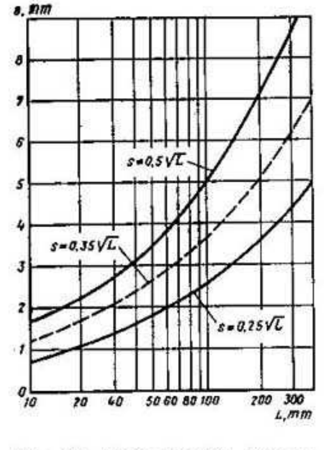


Fig. 442. Determinación del espesor medio de paredes en los artículos de forma

Las correlaciones constructivas recomendadas para los nervios se exponen en la fig. 443.

Los sectores en los que los nervios sufren inflexión, así como los sectores donde éstos se unen con las paredes, deben tener curvas de acuerdo (fig. 444).

En todos los casos hay que dar preferencia a los nervios interiores cuyas superficies de moldeo se producen de modo relativamente

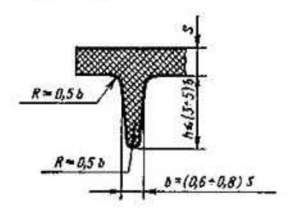


Fig. 443. Determinación de las dimensiones de los nervios

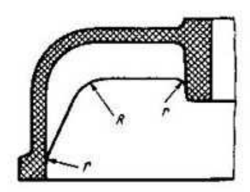


Fig. 444. Estructura de un nervio con inflexión

simple, mecanizando las partes salientes interiores del molde mediante fresas de disco de forma. Los nervios exteriores requieren que se

realice el fresado en el interior de la matriz, lo que plantea grandes dificultades a veces, insuperables. En ciertas ocasiones, es posible elaborar las superficies de moldeo para los nervios exteriores solamente empleando herramientas manuales. Es simple formar en la matriz únicamente las superficies de moldeo para nervios circulares que se practican torneando.

Los nervios deben ser rectilíneos en el plano. Los nervios espirales complican la elaboración de las superficies de moldeo que pueden maquinarse sólo utilizando el fresado según plantilla copiadora que es un método de muy poco rendimiento.

Al situar los nervios es preciso tener en cuenta que durante el endurecimiento y el enfriamiento los nervios se encogen y, extraida

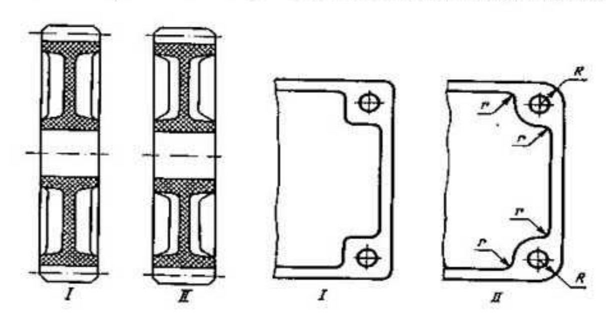


Fig. 445. Estructura incorrecta (*I*) y correcta (*II*) de una pieza nervada

Fig. 446. Estructura incorrecta (*I*) y correcta (*II*) de una pieza

la pieza del molde, contraen sus paredes. Por eso es preciso evitar que los nervios unan las partes de la pieza que necesitan dimensiones exactas, por ejemplo, las coronas de las ruedas dentadas. La contracción de los nervios de unión provoca la ondulación de la corona. En estos casos es conveniente usar nervios de pequeña altura de perfil variable (fig. 445) que poseen una compresibilidad elevada.

Curvas de acuerdo. Los ángulos interiores y exteriores del artículo deben realizarse siguiendo un radio (fig. 446). Los ángulos exteriores del artículo que se forman por los ángulos entrantes de la cavidad de la matriz, deben elaborarse según el radio R correspondiente al diámetro de las fresas de espiga que se emplean para fresar el interior de la matriz. El radio mínimo de redondeo $R = 2$ . . . . . . 3 mm. El radio de redondeo debe ser tanto mayor, cuanto más profunda es la cavidad. En caso contrario las fresas de espigas no resultan ser suficientemente rígidas, lo que obliga a usar para el fresado bajas velocidades de corte y pequeños avances.

Para reducir la nomenclatura de las herramientas usada para el maquinado es conveniente emplear un radio único para todas las transiciones de este tipo o, en todo caso, reducir al mínimo el número de radios diferentes.

Las cavidades con ángulos de entrada agudos como los mostrados en la fig. 447 (*I*, *II* y *III*) pueden elaborarse sólo mediante el brochado o acepillado (para lo que es necesario prever la salida de las virutas) o con ayuda del tratamiento por chisporroteo eléctrico.

Los ángulos interiores entrantes del artículo que se forman mediante los ángulos exteriores de las partes positivas (convexas) del molde pueden efectuarse con pequeñas curvas de acuerdo (véase fig. 446)

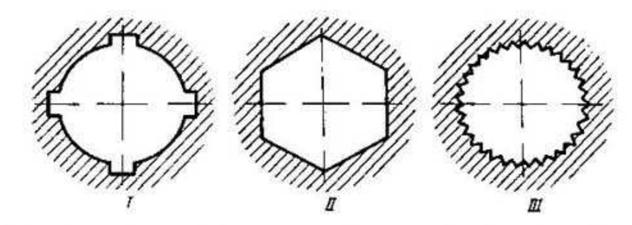


Fig. 447. Ejemplos de formas de matrices cuya elaboración es difícil

e incluso agudos, puesto que el maquinado de las superficies de moldeo en las partes positivas del molde no provoca dificultades. Sin embargo, también aquí para rellenar uniformemente el molde y disminuir las concentraciones de tensiones durante la contracción, así como bajo la acción de las cargas de funcionamiento, es conveniente usar las curvas máximas de acuerdo que permite la estructura. Dichas curvas no deben ser menores que 0,5 mm.

Las conjugaciones de las superficies horizontales exteriores del artículo con las verticales también deben realizarse según un radio. Hay que recordar que este radio determina el de aguzado del tope de la fresa de espiga que elabora las superficies laterales y frontales en la cavidad de la matriz.

El radio mínimo (para artículos menudos) es $R = 0{,}5$ mm; para los artículos de dimensiones medías y grandes es preciso usar radíos $R = 1 \ldots 3$ mm. Los radios grandes requieren que el tope de las fresas de espiga que se usan, sea aguzado según una esfera o un toroide de radio grande, lo que determina el diámetro de la fresa y, por consiguiente, también el radio de conjugación de las paredes verticales entre sí en el plano.

La regla de redondeo de los ángulos exteriores de un artículo tiene sus excepciones. Se deben realizar bajo un ángulo recto las conjugaciones entre las paredes verticales y horizontales en las superficies que salen al plano de separación del molde (fig. 448). Si aquí se emplean curvas de acuerdo y chaflanes, esto complica la estructura del

molde, obligando a practicar en la parte inferior de éste cavidades de una altura igual al radio de la curva de acuerdo (o al cateto del chaflán). Es conveniente unir bajo ángulo recto las paredes verticales y

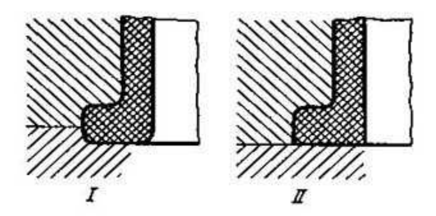


Fig. 448. Estructura incorrecta (*I*) y correcta (*II*) de superficies que salen al plano de separación del molde

horizontales de las superficies de contacto (fig. 449), las que según su destinación funcional deben tener un contorno exterior completamente determinado.

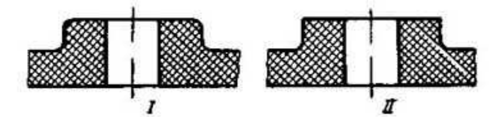


Fig. 449. Estructura incorrecta (*I*) y correcta (*II*) de las superficies de contacto

Inscripciones y signos. Las inscripciones, signos, marcas, etc. en las superficies exteriores de los artículos deben hacerse convexos (fig. 450). Las superficies de moldeo profundizadas para los signos

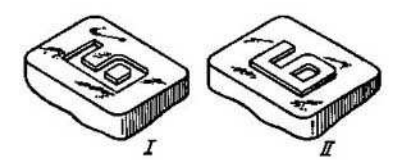


Fig. 450. Elaboración incorrecta (*I*) y correcta (*II*) de los signos en los artículos de plástico

convexos se fabrican en la matriz con relativa facilidad, mientras que elaborar en la matriz superficies convexas para los signos profundizados resulta muy dificultoso.

Los signos deben situarse en las superficies paralelas al plano de separación del molde. Los signos convexos en las superficies laterales

de la pieza requieren rebajes que impiden la extracción de la pieza del molde.

Estrías. Las piezas del mando manual, así como tapones y casquetes enroscados, tienen habitualmente estrías para agarrarlos con los dedos. Ejemplos de piezas estriadas se dan en la fig. 451, *I* a *III*.

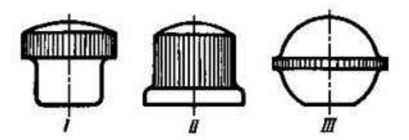


Fig. 451. Ejemplos de piezas estriadas

En la práctica se usan estrías de diferentes formas y dimensiones.

A fin de simplificar la fabricación del molde es necesario seguir reglas generales para el diseño de las estrías. Estas tienen que ser rectas y situadas paralelamente a la dirección de extracción de la

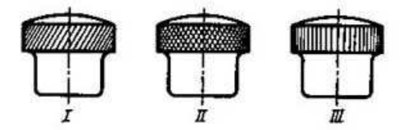


Fig. 452. Estructura incorrectas (*I* y *II*) y correcta de las estrías

pieza (fig. 452, *III*). Las estrías oblicuas y en cruz (fig. 452, *I* y *II*) no son admisibles, ya que se producen con dificultad en el molde e impiden extraer la pieza de éste.

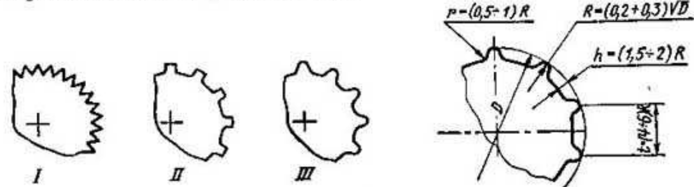


Fig. 453. Formas incorrectas (*I* y *II*) y correcta (*III*) de estrías

Fig. 454. Determinación de las dimensiones de las estrías

Se recomienda hacer el perfil de las estrías redondeado en el plano (fig. 453, *III*) para facilitar la elaboración de las superficies de moldeo en la matriz.

El paso de las estrías debe ser el máximo, que permite observar la comodidad de manipulación con la pieza. Las dimensiones y forma recomendadas de las estrías se exponen en la fig. 454.

Armado de las piezas

Frecuentemente resulta necesario armar las piezas de plásticos con casquillos lisos o roscados, varillas, clavijas, etc. La armadura metálica colocada de antemano en el molde en el proceso de prensado y endurecimiento del plástico se une sólidamente con la pieza.

Es conveniente usar la armadura sólo en casos de necesidad, ya que la instalación de ésta complica la estructura del molde y reduce el rendimiento.

Al situar la armadura es necesario cumplir una serie de reglas. Es preciso fijar la armadura en el molde en las direcciones transversal y longitudinal. Las piezas en forma de varillas (vástagos) y clavijas se centran en los alojamientos del molde. La fijación de varillas cortas en dirección axial se realiza apoyando el extremo libre de varilla en el fondo del alojamiento (fig. 455, *I*). Los vástagos largos (en forma de barras) que salen fuera de los límites del molde, deben fijarse mediante rebordes que se apoyan en el rebajo centrador situado en la entrada del alojamiento (fig. 455, *II* y *III*).

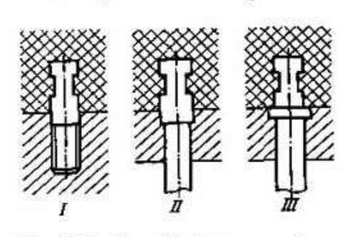


Fig. 455. Procedimientos empleados para fijar en el molde las varillas de armadura

Las piezas tipo casquillos se fijan sobre clavijas sujetas en el molde que entran en el orificio del casquillo. Los casquillos roscados se fijan mediante clavijas por el diámetro interior de la rosca. Los casquillos que salen fuera de los límites de la pieza, pueden fijarse introduciendo sus extremos salientes en los alojamientos del molde.

Determinadas dificultades provoca la fijación de la armadura en el semimolde superior, donde la pieza a fijar se encuentra suspendida. Para evitar el deslizamiento de la pieza resulta necesario usar aquí fijadores de muelles. No se recomienda colocar la armadura en el semimolde superior.

En los moldes con separación vertical las dificultades indicadas se eliminan en gran medida. Sin embargo, en este caso es necesario prever un desplazamiento casual de la armadura de los elementos de fijación.

Al separar el molde la armadura tiene que salir fácilmente de los elementos de fijación. Los ejes de la armadura deben ser perpendiculares al plano de separación del molde. La disposición paralela de las piezas respecto al plano de separación o bajo un ángulo a éste, complica extremadamente la estructura del molde, exigiendo emplear moldes desplazables o fijadores retráctiles.

Si las piezas se arman con varillas, es necesario asegurar su colocación libre en el alojamiento centrador y su salida libre del alojamiento al extraer la pieza. El diámetro de la parte libre de la varilla

debe ser menor que el diámetro de la parte centradora del alojamiento. No se permite usar varillas encorvadas. En casos necesarios hay que encorvar las varillas después del moldeo.

No es deseable moldear varillas muy largas. Es mejor unirlas a la pieza, por ejemplo, enroscándolas en un casquillo roscado introducido en la pieza durante el moldeo.

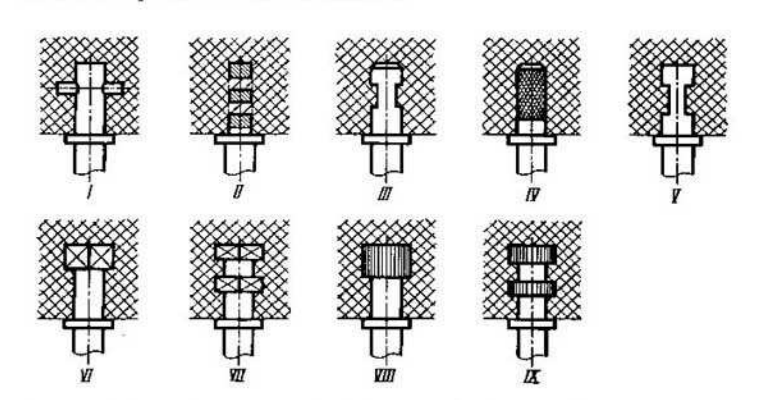


Fig. 456. Procedimientos para fijar las varillas de armadura en las piezas

Es preciso fijar con seguridad la armadura en la pieza en dirección axial y fijarla contra el giro alrededor de su eje. Los procedimientos difundidos que se emplean para fijar las varillas, se muestran en la fig. 456, *I* a *IX*. Con la mayor frecuencia se usa la fijación con ayuda de sectores estriados separados por un rebajo circular (fig. 456, *IX*).

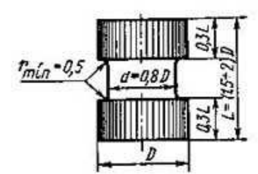


Fig. 457. Determinación de las dimensiones de fijación en sectores estriados

Las correlaciones constructivas para esta fijación se exponen en la fig. 457. Frecuentemente se usa una fijación más sencilla con dos rebajos planos fresados (fig. 456, *V*).

En la fig. 458, *I* a *IX* se dan los métodos usados para fijar la armadura, basados en la deformación plástica del extremo moldeado de la varilla. Por su sencillez y rendimiento de producción este procedimiento de fijación es más ventajoso que los expuestos en la

fig. 456, cuya realización requiere maquinado. Sin embargo, dichos métodos pueden aplicarse sólo para varillas de metales plásticos.

De los procedimientos mostrados en la fig. 458 el más racional es el método con el que la fijación se realiza con ayuda de unas prominencias en el extremo de la varilla (fig. 458, *VI*) que se obtienen mediante una simple y productiva operación como lo es el troquelado de la varilla en una estampa abierta.

Al instalar varillas roscadas hay que evitar el moldeo de la rosca en la pieza (fig. 459, *I*). En la salida de la pieza la varilla debe tener un sector liso (fig. 459, *II*) o, lo que es mejor, un reborde (fig. 459, *III*).

Es necesario evitar que los elementos de fijación se alejen a gran distancia, por ejemplo, al moldear varillas en manijas largas

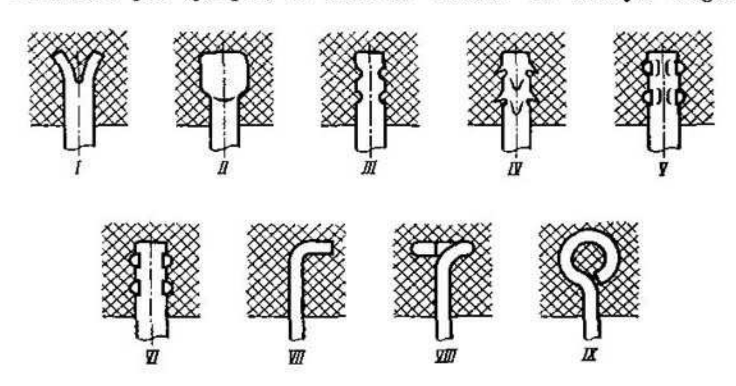


Fig 458. Procedimientos para fijar las varillas de armadura en la pieza

(fig. 460, *I*). Debido a la contracción del plástico durante su endurecimiento en el sector entre los elementos de fijación surgen esfuerzos de ruptura. Por eso es mejor usar un elemento de fijación (fig. 460, *II* y *III*) que asegure la posibilidad de que el plástico se contraiga a lo largo de la parte lisa de la varilla.

En la fig. 461, *I* a *VI* se muestran los procedimientos para fijar la armadura metálica en chapas en las piezas de plásticos.

En la fig. 462, *I* a *IV* se muestran los métodos empleados para fijar la armadura en chapas paralela a la superficie de la pieza. La armadura en forma de casquillos en la mayoría de los casos se fija como se expone en la fig. 463, *I* a *III*. En la fig. 464, *I* a *IV* se muestra cómo se fijan los casquillos en manijas esféricas.

Los casquillos y adaptadores no pasantes deben tener agujeros ciegos (figs. 465, *II* y 466, *II*). En caso contrario (figs. 465, *I* y 466, *I*) el plástico durante el moldeo penetra en el orificio abierto.

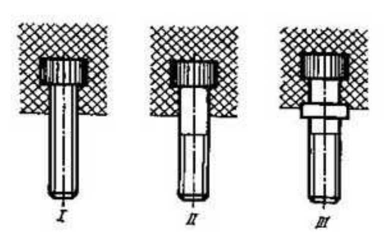


Fig. 459. Procedimiento incorrecto (*I*) y correctos (*II* y *III*) para fijar varillas roscadas

I

II

III

Fig. 460. Procedimiento incorrecto (*I*) y correctos (*II*, *III*) para fijar varillas largas

I

II

III

IV

V

VI

Fig. 461. Procedimientos para fijar la armadura en forma de chapas en la pieza

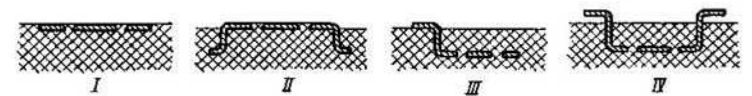


Fig. 462. Procedimientos empleados para fijar la armadura en chapa que se sitúa paralelamente a la superficie de la pieza

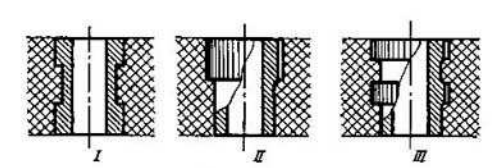


Fig. 463. Procedimientos para fijar casquillos en el artículo

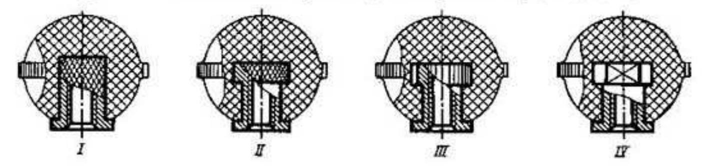


Fig. 464. Fijación de casquillos roscados en las manijas esféricas

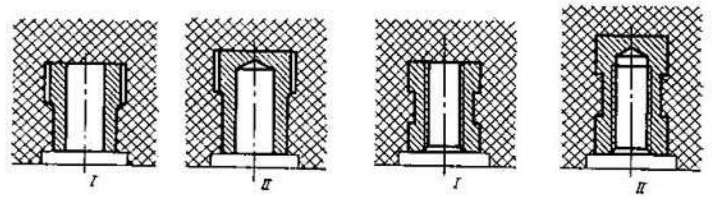


Fig. 465. Fijación de casquillos no pasantes:
I—incorrecta; *II*—correcta

Fig. 466. Fijación de casquillos roscados no pasantes:
I—incorrecta; *II*—correcta

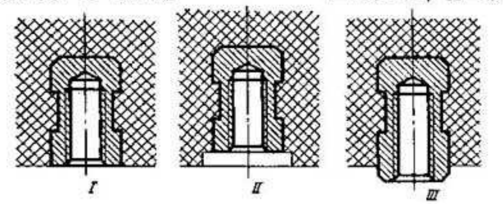
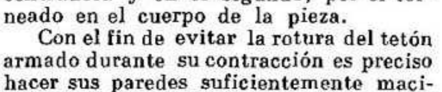


Fig. 467. Colocación de casquillos en el artículo:
I—no recomendada; *II* y *III*—recomendadas

Es necesario evitar la colocación de casquillos y adaptadores de tal modo que su tope esté al ras de la superficie del artículo (fig. 467, *I*), ya que durante el prensado por debajo del tope de la pieza penetra el plástico, formando una película que luego es preciso quitar.

Es mejor profundizar la armadura en el artículo a 2 . . . 3 mm (fig. 467, *II*) o dejarla salir del artículo en esa misma magnitud (fig. 467, *III*). La formación de la película se previene mediante la acción de empaque ejercida en el primer caso por el sector cilíndrico en la clavija



centradora y en el segundo, por el torneado en el cuerpo de la pieza.

Con el fin de evitar la rotura del tetón armado durante su contracción es preciso hacer sus paredes suficientemente macizas. Es posible determinar el espesor de sus paredes partiendo de la correlación empírica $s = 2\sqrt{D}$, donde D es el diámetro de la armadura en mm (fig. 468).

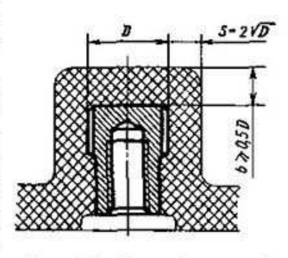


Fig. 468. Determinación de las dimensiones de un tetón armado

Reglas generales de diseño

Al diseñar piezas de plásticos, además de los factores tecnológicos, es necesario tomar en consideración las propiedades mecánicas de los

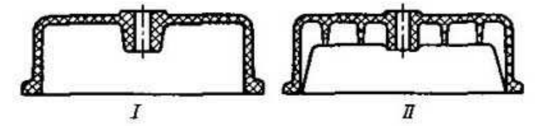


Fig. 469. Estructura incorrecta (*I*) y correcta (*II*) de la pieza

plásticos: blandura, pequeña rigidez, baja resistencia mecánica y, en los plásticos termofijos, además su fragilidad.

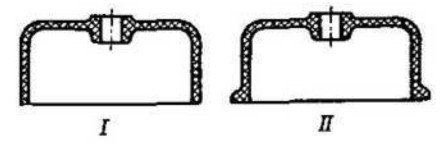


Fig. 470. Reforzamiento de una pieza con un reborde

La rigidez reducida de las piezas de plásticos debe compensarse mediante el costillaje (fig. 469), haciendo en las paredes libres rebordes de rigidez (fig. 470, *I* y *II*), dando a la pieza formas abovedadas

rígidas (fig. 471). Las formas abovedadas de las piezas que se someten a calentamiento durante la explotación, contribuyen a disminuir

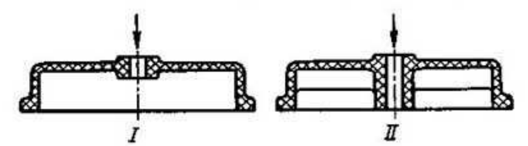


Fig. 471. Estructura incorrecta (*I*) y correcta (*II*) de la pieza

las tensiones provocadas por la dilatación térmica que alcanzan gran valor debido a un alto coeficiente de dilatación lineal de los plásticos.

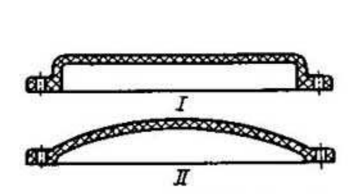


Fig. 472. Descarga de la pieza de la flexión

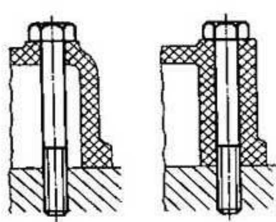


Fig. 473. Descarga de la pieza de la flexión mediante la fuerza de apriete

Hay que tratar de evitar por todos los medios que las piezas se carguen con esfuerzos flectores, sustituyéndolos por los esfuerzos más ventajosos de compresión (fig. 472, *I* y *II*). No se permite cargar las

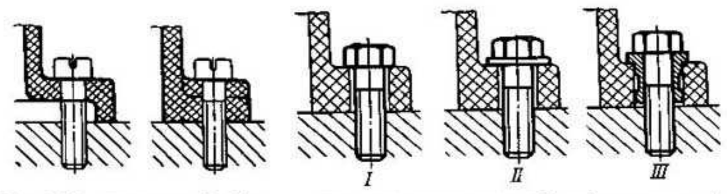


Fig. 474. Descarga de las bridas de la flexión mediante la fuerza de apriete

Fig. 475. Prevención del aplastamiento de las superficies de apoyo debajo de las cabezas de las piezas de sujeción

piezas con esfuerzos flectores debidos al apriete con las piezas de sujeción (fig. 473, 474). Para eliminar el aplastamiento de las superficies de apoyo al apretar las piezas de sujeción, es necesario colocar por debajo de las cabezas de éstas arandelas de apoyo de diámetro suficiente-

mente grande (fig. 475, *II*) o, lo que es mejor, armar los agujeros para las piezas de sujeción por medio de casquillos (fig. 475, *III*).

No es deseable fijar las piezas de plásticos mediante tornillos con cabeza cónica avellanada (fig. 476, *I*), los que durante el apriete

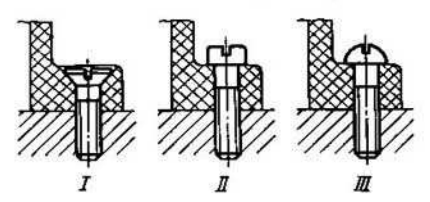


Fig. 476. Tipos no recomendado (*I*) y recomendados (*II* y *III*) de tornillos de sujeción

provocan esfuerzos de ruptura en las paredes del agujero. Además, al apretar los tornillos de este tipo es fácil deteriorar con el destornillador el alojamiento para la cabeza.

RUEDAS DENTADAS DE PLÁSTICOS

Las ruedas dentadas de plásticos se emplean (enparejadas con piñones metálicos) en transmisiones que soportan cargas moderadas (accionamientos auxiliares, accionamiento de aparatos, etc.). Las transmisiones con ruedas dentadas de plásticos se caracterizan por su trabajo silencioso, marcha uniforme y (cuando la carga sobre los dientes está correctamente elegida), alta longevidad. Los piñones de plásticos pueden trabajar con engrase escaso y, cuando las cargas son pequeñas y las velocidades circunferenciales bajas, sin engrase.

La resistencia mecánica y dureza reducidas de los plásticos limitan empleo de las ruedas dentadas fabricadas de éstos en transmisiones de potencia.

En los cálculos aproximados es posible partir de que la carga por 1 cm de ancho del diente no debe sobrepasar 20 . . . 30 kgf/cm para los plásticos reforzados (de tejido y laminares) y 15 . . . 20 kgf/cm para los plásticos sin rellenos. (A fin de comparar, indiquemos que la carga específica en los piñones de acero con dientes templados o nitrurados alcanza 200 kgf/cm y en algunos casos, 500 kgf/cm.) A la par con una resistencia mecánica reducida es necesario tener en cuenta la conductibilidad térmica baja de los plásticos, lo que dificulta la evacuación del calor de la superficie de rozamiento.

De este modo, el empleo de ruedas dentadas de plásticos en las transmisiones de potencia es posible solamente cuando las velocidades circunferenciales son pequeñas (transmisiones lentas), con gran diámetro de la rueda y ancho aumentado del diente.

Para fabricar las ruedas dentadas se usan primordialmente textolita, plásticos laminados de madera, caprón, nylon y poliformal-

dehídos. Los piñones de textolita y plásticos de madera se fabrican mediante el maquinado; los de caprón, nylon y formaldehído, con moldeo por inyección.

La condición para la resistencia mecánica y la longevidad de los piñones fabricados de textolita y plásticos laminados de madera

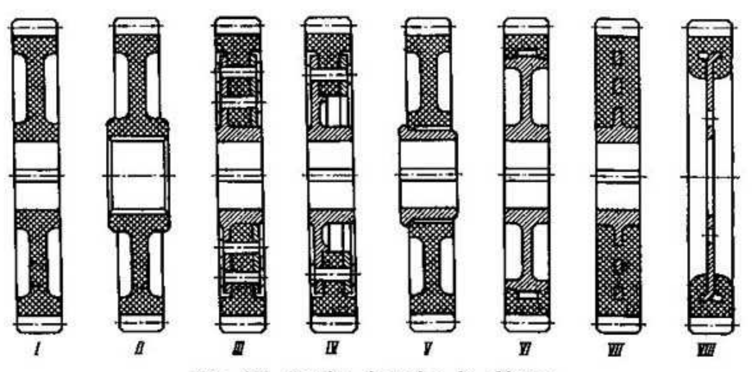


Fig. 477. Ruedas dentadas de plástico

consiste en que las capas de tela (o de madera) estén dirigidas perpendicularmente a las superficies de trabajo de los dientes.

En la fig. 477 se presentan los procedimientos empleados para fijar las ruedas de plásticos en los árboles. Sólo las ruedas poco cargadas se colocan directamente en el árbol de modo que el momento torsional se transmita mediante una chaveta (fig. 477, *I*), debido al peligro de que la unión se destruya. Cuando las cargas son elevadas es conveniente usar el asentamiento sobre estrías, aumentando el diámetro y la longitud del cubo (fig. 477, *II*).

Es más resistente y seguro instalar los piñones en cubos metálicos (fig. 477, *III* y *IV*), fijándolos al disco mediante remaches o pernos. Por debajo de las cabezas de los remaches (así como por debajo de las tuercas y las cabezas de tornillos) es obligatorio colocar arandelas macizas.

En las ruedas dentadas moldeadas se preven torneados de asentamiento armados con casquillos de acero (fig. 477, *V*). Por su alta resistencia mecánica y fiabilidad se caracteriza la estructura de la fig. 477, *VI* donde la corona del piñón se embute en el disco con un sector estriado de gran diámetro.

En la fig. 477, *VII* se muestra la estructura de un piñón prensado en un cubo con perforaciones. Las ruedas dentadas ligeramente cargadas (fig. 477, *VIII*) se obtienen prensando la corona en un disco que se une al árbol mediante pernos. La corona se fija en el disco por medio de los procedimientos corrientes, por ejemplo, con ayuda de patillas dobladas en el disco.

7. Soluciones constructivas típicas

FIJACIÓN DE LOS EJES

En la construcción de maquinaria frecuentemente resulta necesario resolver el problema de la fijación de ejes, bulones, vástagos, émbolos buzos y otras piezas cilíndricas semejantes.

Según la destinación funcional de la pieza es preciso fijarla en dirección axial, retenerla contra el giro, o lo uno y lo otro al mismo tiempo.

Un resumen de los procedimientos más usuales para efectuar esta fijación se da en seguida. Se supone que el eje se encuentra sobre dos apoyos.

En la fig. 478, *I* y *II* se muestran primitivos procedimientos que se aplican para la fijación axial con ayuda de pasadores hendidos y

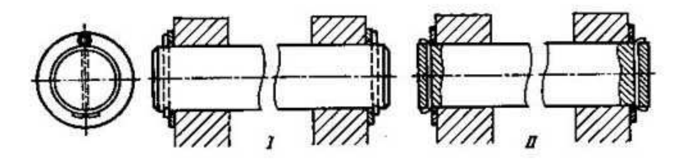


Fig. 478. Fijación longitudinal del eje mediante pasadores hendidos y arandelas

arandelas colocados por ambos lados del eje. Este método de fijación no es seguro puesto que los pasadores pueden ser cortados por las cargas axiales. Para compensar los errores de producción y las deformaciones térmicas en el sistema es necesario prever holgura entre las arandelas y el cuerpo.

En la fig. 479 se expone una fijación más segura mediante las arandelas ШЕЗ (arandelas de cierre del sistema de Yegórov). Esta pieza es una arandela de configuración complicada *a* (fig. 480) troquelada de una chapa de acero dulce, que se introduce en la ranura practicada en el extremo del eje. La arandela se fija en la ranura doblando hacia el eje la parte en forma de ojal de la arandela.

En las figs. 481 a 484 se presentan los procedimientos usados para fijar los ejes contra el desplazamiento longitudinal con ayuda de

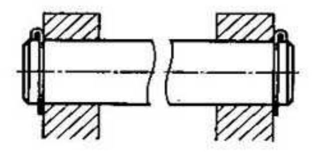


Fig. 479. Fijación longitudinal de un eje mediante las arandelas ШЕЗ

anillos de cierre. En la estructura de la fig. 481 los anillos de cierre se colocan en los extremos del eje; en la estructura de la fig. 482,

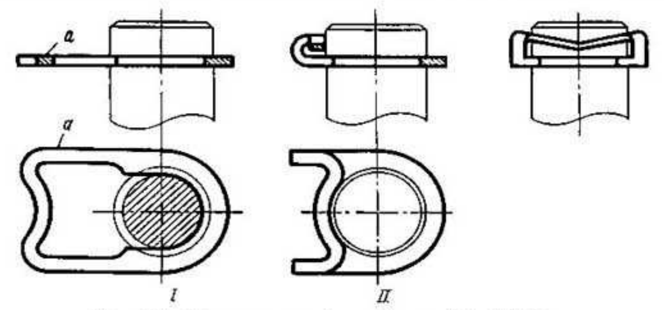


Fig. 480. Etapas para colocar la arandela ШЕЗ:
I—primera; *II*—segunda

con arandelas embutidas en el cuerpo. En la estructura mostrada en la fig. 483 el anillo de cierre se instala por un lado del eje; el otro lado

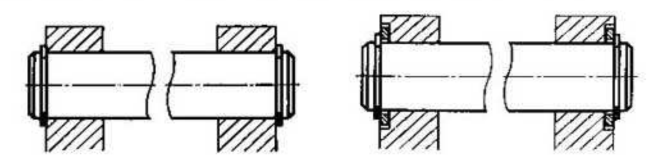


Fig. 481. Fijación longitudinal de un eje mediante anillos de cierre exteriores

Fig. 482. Fijación longitudinal de un eje mediante anillos de cierre exteriores con arandelas

se retiene por medio del reborde del eje; en la estructura de la fig. 484 se emplean anillos de cierre interiores. En la fig. 485 se ve la fijación

con un anillo de cierre introducido en una ranura profunda practicada en el eje. Al colocar el eje el anillo de cierre penetra en la ranura

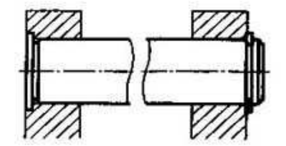


Fig. 483. Fijación longitudinal de un eje mediante el reborde y un anillo de cierre

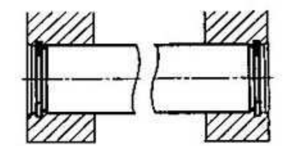


Fig. 484. Fijación longitudinal de un eje mediante anillos de cierre interiores

circular abierta en el cuerpo y fija el eje. En las estructuras de las figs. 486 y 487 el eje se fija por la parte interior mediante anillos de cierre de montaje radial.

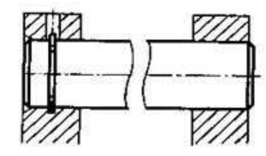


Fig. 485. Fijación longitudinal de un eje mediante un anillo de cierre que se introduce en la muesca

Fig. 486. Fijación longitudinal de un eje mediante anillos de cierre de montaje radial

En la fig. 488 se muestra un procedimiento empleado para fijar contra el desplazamiento longitudinal con ayuda de un anillo de cierre y una tapa atornillada.

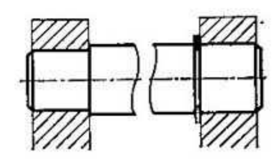


Fig. 487. Fijación longitudinal de un eje escalonado mediante un anillo de cierre de montaje radial

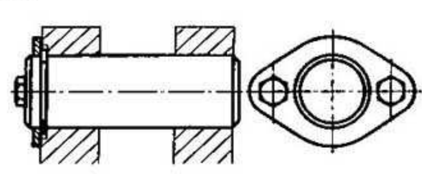


Fig. 488. Fijación longitudinal de un eje mediante un anillo de cierre y una tapa atornillada

En la estructura de la fig. 489 el eje está fijado también contra el giro por medio de los rebajos planos que entran en el agujero de la configuración correspondiente en la tapa atornillada. En la fig. 490

se expone el procedimiento de fijación axial con ayuda de un alambre que se introduce en las ranuras semicirculares practicadas en la gualdera y el eje.

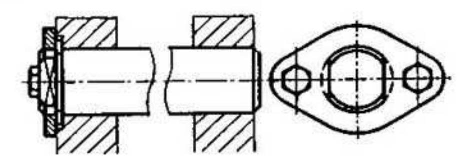


Fig. 489. Fijación longitudinal y angular de un eje mediante un anillo de cierre y una tapa atornillada con agujero de forma

En la estructura presentada en la fig. 491, *I* el eje se fija con arandelas esféricas que se condenan en los rebajos del cuerpo aplastando la esfericidad de éstas.

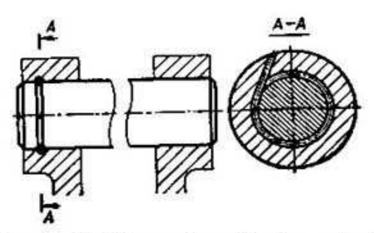


Fig. 490. Fijación longitudinal de un eje mediante un alambre que se introduce en las muescas de sección semiredonda practicadas en la gualdera y el eje

La fig. 491, *II* se muestra otra unión no desarmable, basada en la deformación plástica de la arandela fijadora: una arandelà de forma

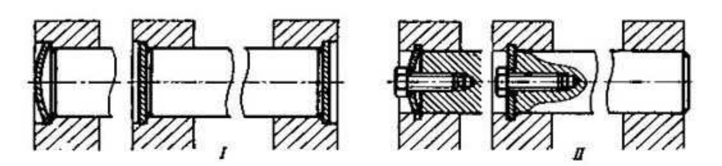


Fig. 491. Fijación longitudinal de un eje mediante arandelas esféricas que se aplastan

esférica se aplasta apretando el tornillo que se enrosca en el eje, entonces los bordes de la arandela entran en la ranura circular practicada en el cuerpo.

En la fig. 492 se presenta el procedimiento con el que el eje se embute por el sector cilíndrico estriado. Este procedimiento se puede emplear, si el cuerpo está fabricado de un material plástico.

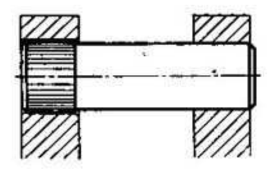


Fig. 492. Embutido de un eje por el cinturón estriado

Los procedimientos para fijar el eje por medio de arandelas de cierre atornilladas se exponen en la fig. 493, *I* y *II*.

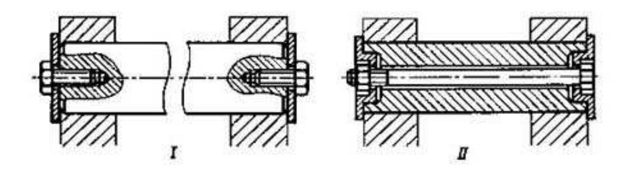


Fig. 493. Fijación longitudinal de un eje mediante arandelas finales

En la estructura de la fig. 494 el eje está fijado contra el desplazamiento longitudinal con dos bridas atornilladas y se retiene del giro por un resalto en una de las bridas que entra en la entalladura

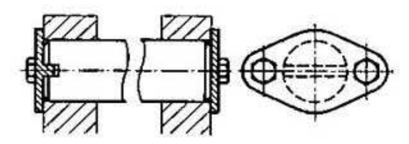


Fig. 494. Fijación longitudinal y angular de un eje mediante bridas atornilladas una de las cuales tiene un resalto que impide el giro del eje

abierta en tope del eje. En la fig. 495 se muestra la fijación longitudinal con ayuda de varias bolas introducidas en el orificio radial del eje. Al apretar el cono las bolas entran en la ranura circular practicada en la gualdera. La fijación angular se efectúa mediante el rozamiento.

En la fig. 496 se presenta una unión no desarmable: el eje está fijado contra el desplazamiento longitudinal y la rotación mediante

el tornillo enroscado en la junta de las superficies de ajuste entre el eje y el cuerpo. La retención mediante clavijas cilíndricas (fig. 497) y cónicas (fig. 498) no es tecnológica puesto que requiere el escariado

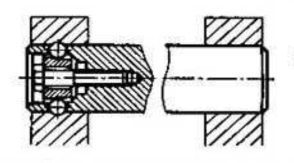


Fig. 495. Fijación longitudinal de un eje con bolas

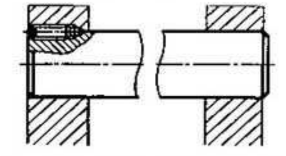


Fig. 496. Unión fija de un eje con la gualdera mediante un tornillo longitudinal

conjunto del cuerpo y el eje. En este sentido algo mejor es la estructura de la fig. 499 en la que la clavija cilíndrica entra en la ranura transversal practicada en el tope del eje.

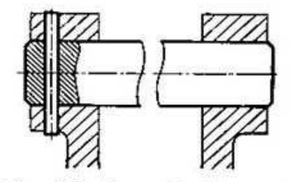


Fig. 497. Retención de un eje mediante una clavija cilíndrica

Fig. 498. Retención de un eje mediante una clavija cónica

En las figs. 500 . . . 504 están presentados procedimientos empleados para la retención por medio de tornillos. La unión más se-

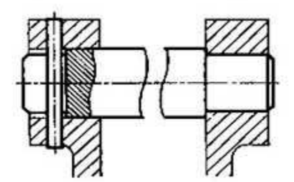


Fig. 499. Retención de un eje mediante una clavija cilíndrica que entra en la ranura transversal practicada en el tope del eje

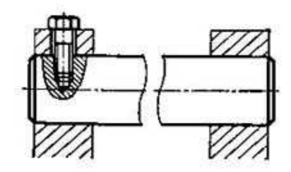


Fig. 500. Fijación longitudinal y angular mediante un tornillo que se enrosca en el eje

gura se obtiene al inmovilizar la pieza con ayuda del tornillo de ajuste (fig. 502) que asegura una fijación sin juego del eje contra el desplazamiento longitudinal y el giro.

En las uniones de las figs. 503 y 504 los tornillos de retención se introducen en ranuras circulares; las estructuras de este tipo se emplean cuando es necesario asegurar la regulación de la posición

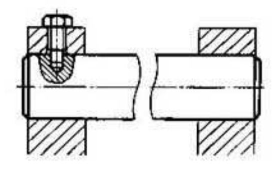


Fig. 501. Fijación longitudinal y angular mediante un tornillo de retención con extremo cilíndrico

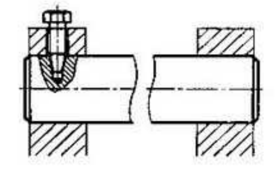


Fig. 502. Fijación longitudinal y angular mediante un tornillo de retención cónico

angular del eje. Este último se fija contra el giro mediante el rozamiento; en caso de emplear un tornillo cónico de retención (fig. 504) se asegura una fijación de suficiente fiabilidad.

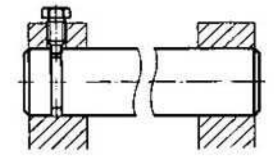


Fig. 503. Fijación longitudinal mediante un tornillo de retención con extremo cilíndrico

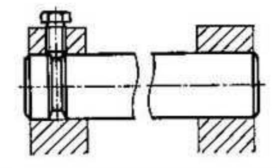
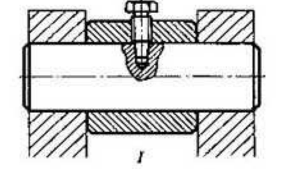


Fig. 504. Fijación longitudinal mediante un tornillo de retención cónico

Es cómodo realizar la fijación longitudinal del eje en los casos, cuando sobre el eje entre las gualderas se instala una pieza asentada



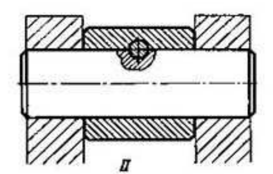


Fig. 505. Fijación longitudinal de un eje giratorio, mediante los topes de la pieza asentada en el eje

mientras que el eje gira en las gualderas (fig. 505, *I* y *II*). En el caso dado el eje se fija por los topes de la pieza asentada en el eje.

En las figs. 506 . . . 510 se muestran los procedimientos de fijación longitudinal y angular al apretar el extremo del eje. En la estructura de la fig. 506 el eje se aprieta mediante una tuerca arandela;

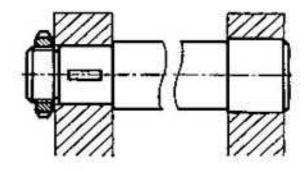


Fig. 506. Fijación longitudinal y angular apretando el eje mediante una tuerca arandela

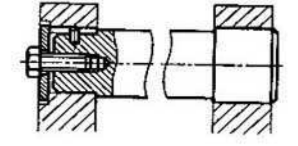


Fig. 507. Fijación longitudinal y angular apretando el eje mediante una arandela y un tornillo

una chaveta lo fija contra el giro; en la estructura de la fig. 507 el eje se aprieta por medio de una arandela atornillada; una clavija

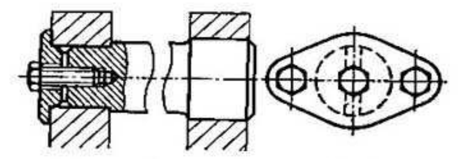


Fig. 508. Fijación longitudinal y angular apretando el eje mediante una brida con resalto que previene el giro del eje

embutida en el eje lo retiene contra el giro; en la estructura de la fig. 508 el eje se aprieta con una brida atornillada; la fijación contra el giro se realiza por medio de un resalto en la brida que entra en la

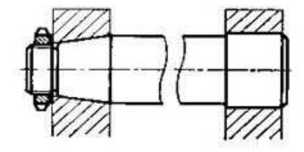


Fig. 509. Fijación longitudinal y angular del eje apretando su cono

ranura abierta en el tope del eje. En la fig. 509 se muestra la fijación por medio de un cono; en la mayoría de los casos la retención contra el giro es supérflua; en la fig. 510 se expone la sujeción en forma de borne.

En la fig. 511 se presenta la fijación mediante un perno que entra en un rebajo semiredondo que tiene el eje; en la fig. 512 se expone el procedimiento de apriete con un perno que lleva un rebajo cilíndrico.

En la fig. 513 se da una unión segura que se obtiene al apretar el tornillo que tiene un rebajo plano cuneiforme; el eje se fija tanto en dirección longitudinal, como angular.

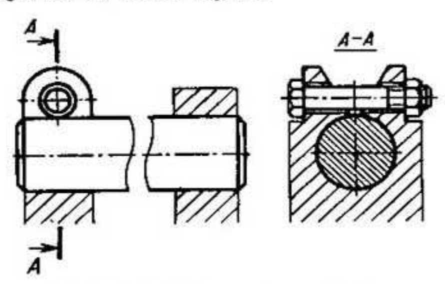


Fig. 510. Sujeción en forma de borne

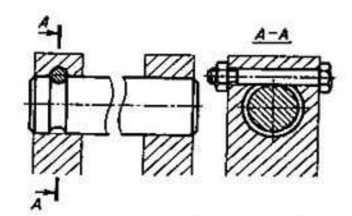


Fig. 511. Fijación longitudinal mediante un tornillo que entra en un rebajo de perfil semiredondo

Fig. 512. Apriete del eje mediante un tornillo de retención con hendidura cilíndrica

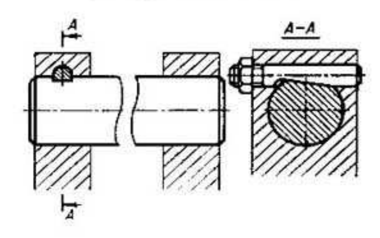


Fig. 513. Fijación longitudinal y angujar mediante un tornillo de apriete con rebajo plano cuneiforme

Un procedimiento singular aplicado para fijar los ejes se muestra en la fig. 514, *I* y *II*: los ejes se colocan con sus rebajos planos sobre los topes de las gualderas y se aprietan en éstas con tornillos. Este procedimiento puede aplicarse cuando no se requiere una fijación precisa de la posición de los ejes respecto a las gualderas y cuando la distancia entre las últimas no es grande (cuando las distancias son

grandes son posibles las deformaciones del sistema al variar la temperatura).

En la fig. 515 se expone la fijación longitudinal del eje por medio del reborde y una placa atornillada.

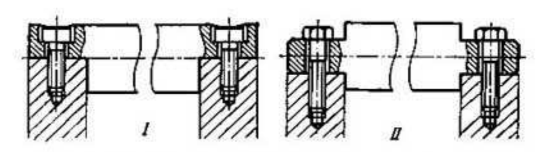


Fig. 514. Colocación del eje fijado con tornillos

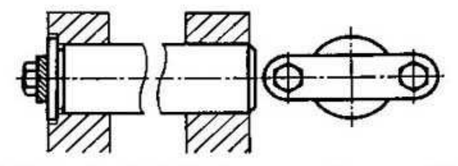


Fig. 515. Fijación longitudinal del eje con una placa atornillada y el reborde

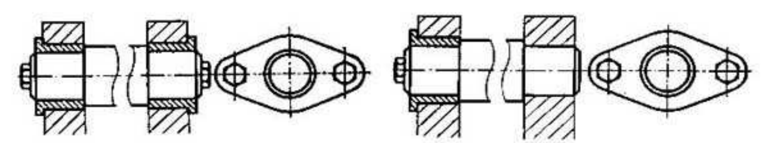


Fig. 516. Fijación longitudinal del eje mediante casquillos atornillados

Fig. 517. Fijación longitudinal de un eje escalonado con un casquillo atornillado

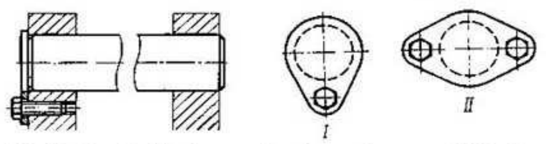


Fig. 518. Fijación longitudinal y angular de un eje por su brida (*I* y *II* — variantes de realización de la brida)

En las figs. 516 y 517 se ve cómo se efectúa la fijación longitudinal del eje con casquillos atornillados. En la fig. 518 se muestra como se fija el eje mediante una brida fabricada de una pieza con él. Al aplicar este procedimiento el eje se fija seguramente tanto en dirección longitudinal, como angular; la inconveniencia de este método consiste en que se complica la forma del eje.

La tendencia de usar ejes lisos conduce a la elaboración de diferentes estructuras con elementos de fijación embutidos. En las figs. 519 y 520 se exponen estructuras donde como elementos de fijación sirven arandelas atornilladas. En las figs. 521, *I* a *III* y

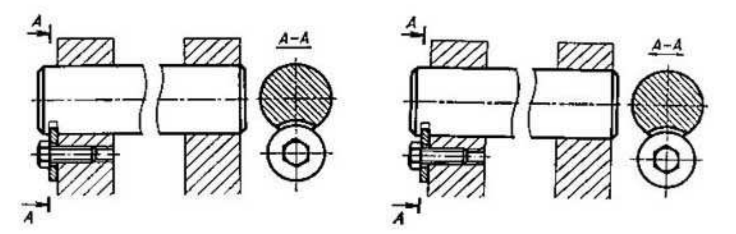


Fig. 519. Fijación longitudinal de un eje mediante una arandela atornillada

Fig. 520. Fijación longitudinal y angular del eje mediante una arandela atornillada

522, *I* a *III* se muestran los procedimientos de fijación axial y angular mediante chapas embutidas que se atornillan por ambos lados del eje.

Estos procedimientos están bien adaptados para fijar a pares y en grupos. A título de ejemplo en las figs. 521, *III* y 522, *III* se pre-

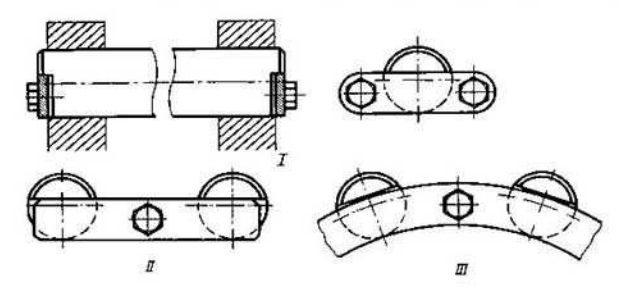


Fig. 521. Fijación longitudinal y angular de ejes mediante placas hundidas atornilladas

sentan los procedimientos usados para fijar los ejes que se disponen por una circunferencia; en este caso a la placa atornillada se le da la forma de anillo.

En las figs. 523 . . . 526 se exponen procedimientos más perfectos, desde el punto de vista constructivo, de fijación con placas que se atornillan por uno de los lados del eje. En las estructuras mostradas en la fig. 523, *I* a *VI* las placas se introducen en las entalladuras

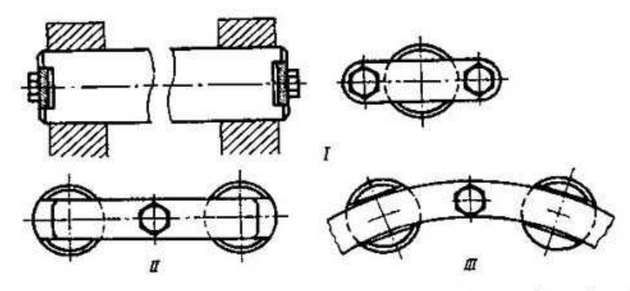


Fig. 522. Fijación longitudinal y angular de ejes mediante placas hundidas atornilladas

I

II

III

IV

V

VI

Fig. 523. Fijación longitudinal y angular de ejes mediante placas atornilladas que se colocan en las entalladuras practicadas en las bridas frontales de los ejes

practicadas en el tope de la brida del eje. El eje se fija en dirección longitudinal al apoyarse la brida por un lado contra el cuerpo y por otro, contra la placa.

En las figs 524 a 528 se presentan los procedimientos para fijar los ejes lisos.

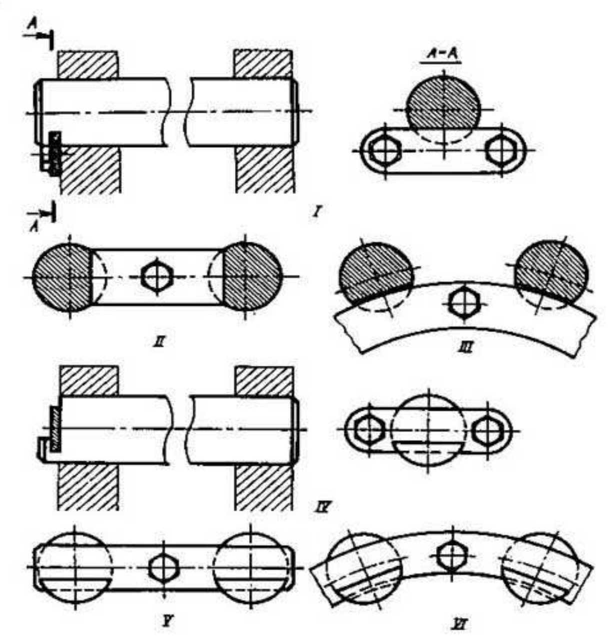


Fig. 524. Fijación longitudinal y angular de ejes mediante placas atornilladas

En las estructuras de la fig. 524, *I* a *VI* las placas se introducen en ranuras transversales practicadas en el eje. Al fijar en grupos ejes dispuestos por una circunferencia, el anillo de fijación debe componerse de dos mitades.

En las estructuras de las figs. 525 a 528 las placas se introducen en las ranuras abiertas en los topes de los ejes. Valiéndose del escalón que hay en el eje (figs. 526, *I* a *III* y 528, *I* a *III*) es posible realizar el apriete de fuerza de los ejes. Al fijar los ejes en grupo, cuando éstos se ubican por una circunferencia, el anillo puede ser entero.

Las estructuras presentadas en las figs. 527, *I* a *III* y 528, *I* a *III* se diferencian ventajosamente por una forma más simple de la

ranura en el eje en comparación con las estructuras de las figs. 525, *I* a *III* y 526, *I* a *III*.

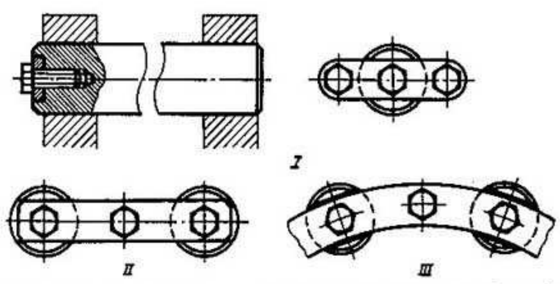


Fig. 525. Fijación longitudinal y angular de ejes mediante placas hundidas atornilladas

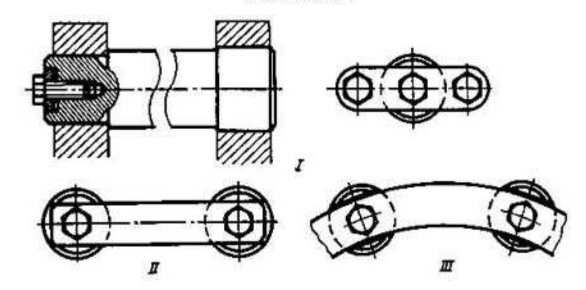


Fig. 526. Fijación longitudinal y angular de un eje en una placa atornillada que se aprieta con fuerza

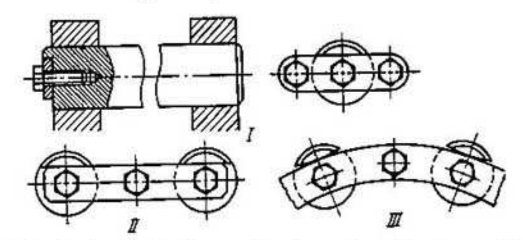


Fig. 527. Fijación longitudinal y angular de un eje mediante una placa atornillada

En las figs. 529 y 530 se muestran algunos procedimientos para fijar los ejes en gualderas desarmables. Cuando las gualderas se aprietan mediante elementos de fijación es suficiente colocar el eje de

modo que se apoye en las gualderas con sus rebordes (véase fig. 529, *I*) o con anillos de cierre (véase fig. 529, *II*).

En la fig. 531, *I* a *XII* se exponen los procedimientos que se usan en sujeción desarmable, cuando los ejes se instalan en grilletes, ojales u horquillas de pequeña dimensión.

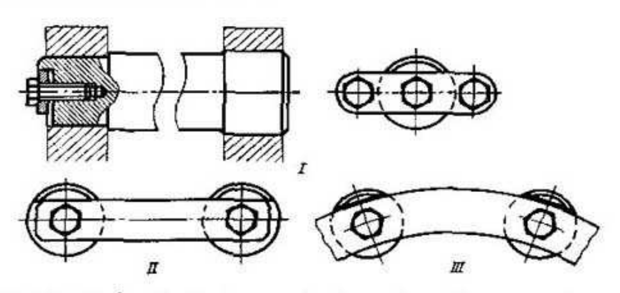


Fig. 528. Fijación longitudinal y angular de un eje mediante una placa atornillada que se aprieta con fuerza

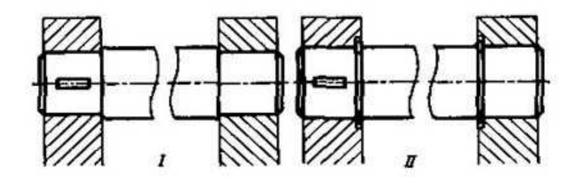


Fig. 529. Fijación longitudinal y angular de un eje en gualderas desarmables

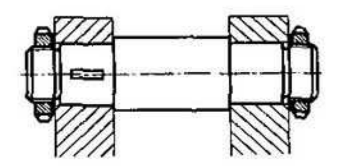


Fig. 530. Fijación longitudinal y angular de un eje en gualderas desarmables (el eje se usa para apretar las gualderas)

En la fig. 532 se muestran métodos empleados para la fijación de los ejes templados en gualderas de acero dulce. Los ejes se fijan mediante el graneteado (fig. 532, *I* y *II*), el laminado (fig. 532, *III* y *IV*), remachando las arandelas de tope (fig. 532, *V* a *VII*), roblonando (fig. 532, *VIII*) y embutiendo los extremos estriados del eje en las gualderas (fig. 532, *IX* a *XII*).

21—1063

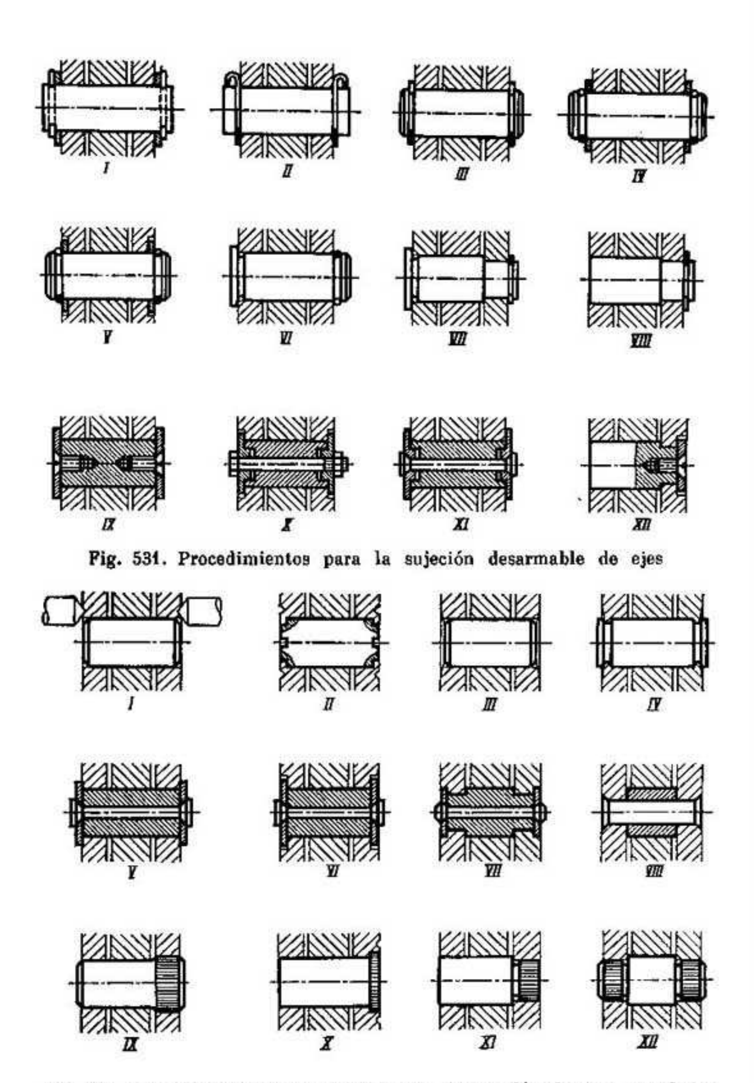


Fig. 531. Procedimientos para la sujeción desarmable de ejes

Fig. 532. Procedimientos para sujeción no desarmable de ejes templados

Los fiadores se emplean para retener una pieza que se desplaza respecto a otra pieza por guías rectilíneas o que gira alrededor de la última sobre un eje.

La fijación puede ser no escalonada con la detención de la pieza móvil en cualquier posición, o escalonada, con la detención en intervalos prefijados.

La fijación puede ser elástica o rígida. En el primer caso el fiador retiene la pieza con una fuerza determinada (que normalmente no es grande). Para cambiar la posición de la pieza es necesario superar

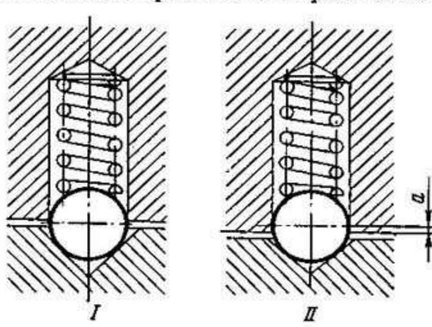


Fig. 533. Estructura de un fiador de bola:
I—incorrecta; *II*—correcta

esta fuerza. En segundo caso el fiador se introduce en los alojamientos situados en la pieza inmóvil y retiene rígidamente la pieza móvil. Para cambiar la posición de la pieza es necesario previamente sacar el fiador del alojamiento.

El tipo más simple de fiador elástico es una bola introducida en un orificio cilíndrico taladrado en una de las piezas; la bola está cargada por un muelle (fig. 533). Bajo la acción del muelle la bola entra en el alojamiento practicado en la otra pieza y retiene la pieza móvil con una fuerza proporcional a la tensión del muelle y al ángulo de inclinación de las paredes del alojamiento. Para desplazar la pieza a otra posición es necesario aplicar un esfuerzo en la dirección de desplazamiento que sea suficiente para comprimir el muelle y sacar la bola del alojamiento.

Desde el punto de vista constructivo el fiador de bola tiene una serie de defectos. Para evitar que la bola se acuñe, ésta debe entrar en el orificio hasta tal grado que en posición extrema su centro no llege hasta los bordes del orificio en una distancia *a* (fig. 533, *II*), lo que limita la profundidad del alojamiento de fijación. El centrado del muelle sobre la bola no es rígido. Es difícil sujetar la bola de modo que no caiga del orificio al desarmar la unión.

Estos defectos no son propios de los fiadores cilíndricos con la superficie activa esférica (fig. 534, *I* y *II*). El problema de la sujeción del émbolo en dirección longitudinal se resuelve con facilidad, por ejemplo, según el procedimiento presentado en la fig. 534, *II*.

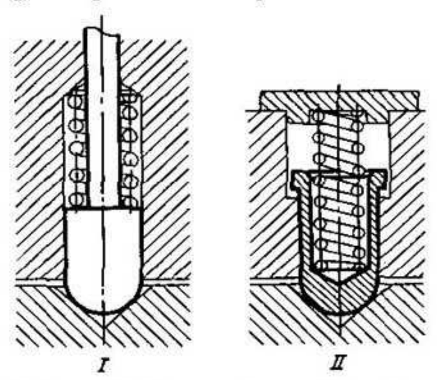


Fig. 534. Fiadores cilíndricos con la superficie activa esférica

En la estructura de la fig. 535, *I* el fiador se desliza por una superficie plana. Este esquema se emplea para la fijación no escalonada. El fiador en el caso dado desempeña el papel de freno; la pieza se retiene por la fuerza de fricción del fiador por la superficie plana.

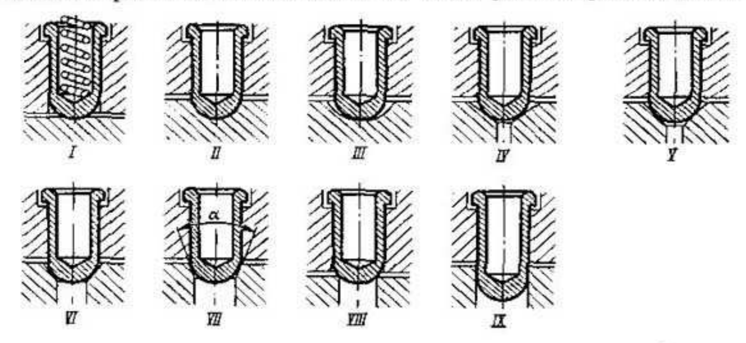


Fig. 535. Forma de los alojamientos para los fiadores cilíndricos con la superficie activa esférica

En la fig. 535, *II* el alojamiento es esférico. Este esquema no es racional en muchos aspectos. En primer lugar, es difícil elaborar un alojamiento esférico; en segundo lugar, el esfuerzo de fijación no es

determinado: depende del punto de la esfera en que se produce el contacto entre el fiador y el alojamiento, es decir, depende de la precisión de maquinado de las esferas interior y exterior. En la estructura (fig. 535, *III*) con alojamiento cuyo diámetro es mayor que el de la esfera del fiador, la fijación de la posición de la pieza no es rígida. Son mejores las estructuras con alojamiento cónico (fig. 535, *IV* a *VII*). Cambiando el ángulo del cono se puede regular la fuerza de fijación, es decir, el esfuerzo con el que el fiador retiene la pieza cuando la esfera penetra por completo en el alojamiento.

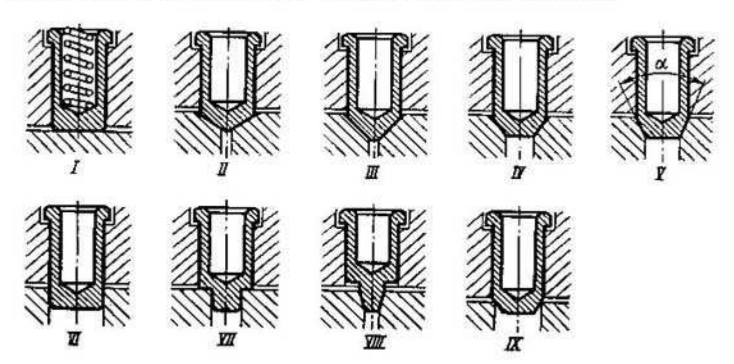


Fig. 536. Fiadores cilíndricos y cilindrocónicos

El esfuerzo necesario para mover el fiador, se determina de la correlación $T \approx Q/\text{tg}\ \frac{\alpha}{2}$, donde Q es la fuerza de apriete del muelle; α es el ángulo del cono del alojamiento (fig. 535, *VII*). Al disminuir el ángulo del cono hasta un determinado valor, la unión adquiere la propiedad de autofrenado; la fijación se hace rígida.

En la fig. 535, *VIII* y *IX* se muestran casos de fijación rígida con penetración de la parte cilíndrica del fiador en un alojamiento cilíndrico.

En la fig. 536, *I* a *IX* se muestran fiadores cilíndricos y cilindrocónicos. Los fiadores cónicos aseguran una fijación más precisa que los esféricos y cilíndricos.

Al desplazarse la pieza que lleva el fiador, respecto a la pieza inmóvil, en la superficie cónica del fiador surge una fuerza que trata de elevar el fiador (fig. 537)

$$P = Q/\text{sen}\,\frac{\alpha}{2}, \tag{53}$$

donde Q es la fuerza del muelle que carga el fiador; $\alpha/2$ es la mitad del ángulo central del cono.

La fuerza P provoca en los puntos extremos de las guías del fiador las fuerzas reactivas

$$N_1 = P \cos \alpha/2 \frac{L}{l}; \tag{54}$$

$$N_2 = P \cos \alpha/2 \left(\frac{L}{l} - 1\right). \tag{55}$$

A la elevación del fiador se oponen las fuerzas de frotamiento $N_1 f$ y $N_2 f$ (donde f es el coeficiente de frotamiento), así como la componente axial de la fuerza de frotamiento Pf que surge en el punto donde se aplica la fuerza P, e igual a $Pf \cos \alpha/2$.

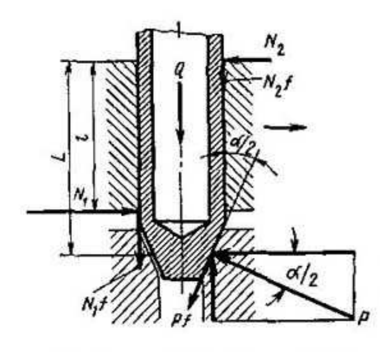


Fig. 537. Esquema de las fuerzas que actúan sobre el fiador cónico en el momento de su elevación

De la condición de equilibrio

$$N_1 f + N_2 f + Pf \cos \alpha/2 = P \operatorname{sen} \alpha/2.$$

Introduciendo en esta ecuación los valores de N_1 y N_2 de las expresiones (54) y (55), obtenemos

$$\operatorname{tg} \alpha/2 = 2f \frac{L}{l}. \tag{56}$$

Esta expresión determina el ángulo límite α con el que todavía es posible la elevación del fiador. Siendo menores los valores del ángulo α, la unión resulta autofrenante.

Para los fiadores con pequeña salida del cono respecto a la guía, la relación L/l normalmente es igual a 1,2 . . . 1,3. Es posible tomar el coeficiente de frotamiento f igual a 0,1.

Introduciendo estos valores en la expresión (56) obtendremos $\operatorname{tg} \alpha/2 = 0{,}24$ . . . $0{,}26$, de donde $\alpha/2 \approx 15°$ y el ángulo en el vértice del cono, $\alpha \approx 30°$.

En las correlaciones anteriormente aducidas no se toman en consideración las fuerzas reactivas de frotamiento en las guías de la pieza

que lleva el fiador. Si la pieza es giratoria, ésta es la fuerza de frotamiento en el eje de rotación de la pieza igual a $fP \cos \alpha/2$ que origina en el eje del fiador una fuerza que se opone al giro de la pieza y es igual a $fP \cos \alpha/2 \ \frac{r}{R}$, donde r es el radio del eje de giro, R es la distancia entre el fiador y el eje de giro.

Si la pieza que lleva el fiador se mueve de modo rectilíneo, entonces éstas serán las fuerzas de frotamiento que se oponen al desplazamiento rectilíneo de la pieza cuyos valores dependen de la estructura y la disposición de las guías. Debido a la presencia de estas fuerzas adicionales, el autofrenado prácticamente comienza ya cuando el ángulo central del cono $\alpha = 35 \ldots 40°$.

Sin embargo, teniendo en cuenta las variaciones posibles del coeficiente de frotamiento, es conveniente tomar para el autofrenado seguro $\alpha < 25°$. Si la unión, al revés, tiene que desengancharse bajo la acción de las fuerzas de desplazamiento, es conveniente tomar $\alpha > 60°$. Las mismas correlaciones son también válidas para los fiadores esféricos (en el caso dado α es el ángulo central del orificio cónico en el que entra la esfera del fiador).

Las variedades constructivas de los fiadores se presentan en la fig. 538. En la fig. 538, *I* a *V* se muestran fiadores de bola; en la fig. 538, *II*, un fiador en el que se regula la fuerza de apriete del muelle.

La caída de la bola del orificio se previene rebordeando los bordes del orificio (fig. 538, *III*) en la pieza portadora (si el metal de la pieza es plástico) o en el cuerpo intermedio de metal plástico (fig. 538, *IV* y *V*).

Las estructuras mostradas en la fig. 538, *IV* y *V* son agrupadas*): el fiador se coloca en la pieza ya montado como un conjunto independiente. En la fig. 538, *VI* a *XIII* se presentan fiadores cilindroesféricos. Las estructuras de la fig. 538, *VII* a *IX* son agrupadas. En la estructura de la fig. 538, *IX* el fiador está asegurado contra la caída mediante una clavija cilíndrica que pasa a través de los agujeros practicados en el cuerpo y las ventanas en el vástago del fiador.

En la fig. 538, *X* a *XIV* se muestran fiadores cilíndricos para una fijación rígida. Es obligatorio que el cilindro tenga cono buscador y el alojamiento, chaflán de entrada. Igual que en cualquier estructura con fijación rígida deben preverse los medios para extraer el fiador del alojamiento.

En la fig. 538, *XV* a *XVII* se exponen fiadores cilindrocónicos; la estructura de la fig. 538, *XIII* es agrupada.

El fiador de cuña (fig. 538, *XVII*) que entra en la ranura triangular de la pieza, debe asegurarse contra el giro en el agujero. En la estructura presentada el fiador se retiene contra el giro mediante

---

*) De aquí en adelante llamaremos estructura agrupada, aquella que llega a la nave de montaje en forma de un grupo acabado (*Nota de redactor*).

rebajos planos practicados en el vástago que pasa a través del orificio de forma en el cuerpo.

En la fig. 539 se dan ejemplos de fijación de los casquillos en los árboles. En las estructuras de la fig. 539, *I* y *II* la fijación es elástica y en las estructuras de la fig. 539, *III* a *VI*, rígida. En el caso de la

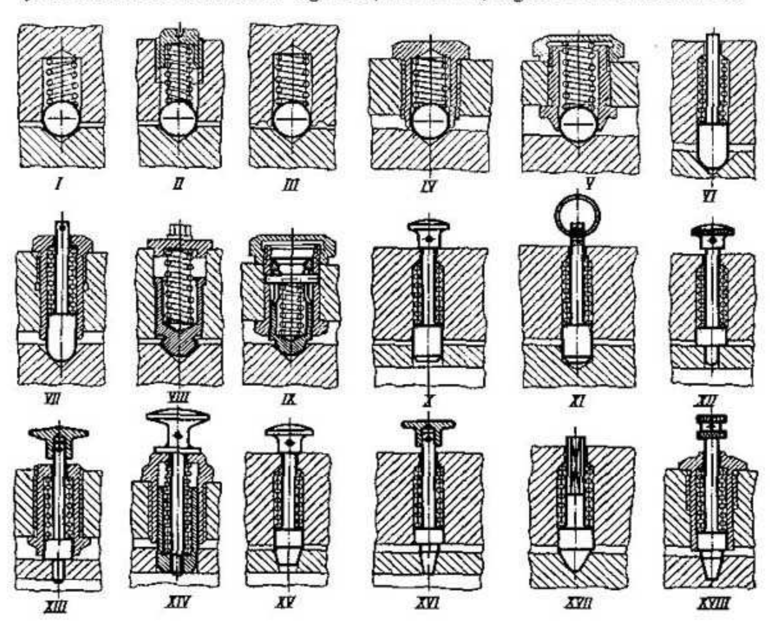


Fig. 538. Variedades constructivas de fiadores

fijación rígida deben preverse agujeros para hundir los fiadores al desarmar la unión.

En las estructuras de la fig. 539, *I* a *IV* el casquillo se fija solamente en dirección axial, entrando los fiadores en el rebajo circular, y tiene la posibilidad de girar libremente respecto al árbol; en las estructuras de la fig. 539, *V* y *VI* los fiadores entran en el orificio del casquillo; este último resulta fijado en las direcciones axial y angular.

En las estructuras semejantes a las presentadas en la fig. 539, *IV* y *V* es deseable hacer los rebordes de apoyo de los fiadores según una esfera con diámetro igual al de la cavidad interior del árbol para asegurar el contacto seguro de los rebordes con las paredes de la cavidad.

Las piezas cilíndricas concéntricas se fijan frecuentemente en dirección axial (unas respecto a otras) mediante anillos seccionados

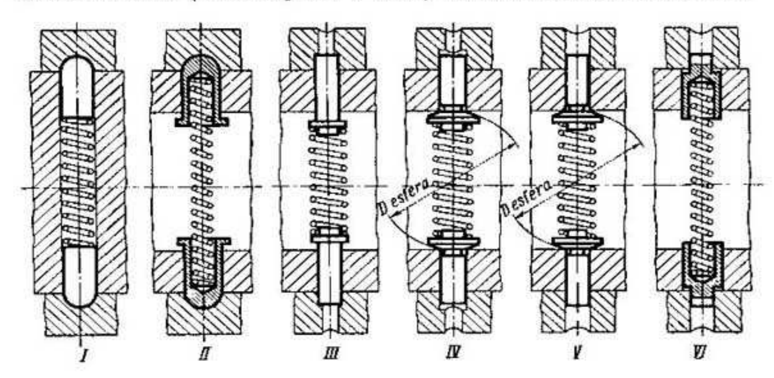


Fig. 539. Fijación de casquillos en los árboles

de resorte. El anillo se coloca en el rebajo de la pieza exterior (fig. 540, *I*) y al introducir una pieza en otra, penetra en el rebajo circular del árbol. Es posible el esquema inverso: el anillo se coloca en el rebajo del árbol (fig. 540, *II*) y penetra después en el rebajo de la pieza exterior.

Fig. 540. Fijación de piezas concéntricas mediante anillos de resorte. Colocación del anillo en el rebajo: *I*—de la pieza; *II*—del árbol

Para una acción segura del fiador es necesario que en el primer caso el diámetro interior d_1 del anillo en estado libre (fig. 541, *I*) sea algo menor que diámetro interior d_2 del rebajo en el árbol. En estado de funcionamiento el anillo debe entrar un poco en el rebajo de la pieza exterior (magnitud a, fig. 541, *III*).

En el segundo caso el diámetro exterior D_1 del anillo en estado libre (fig. 542, *I*) debe ser algo mayor que el diámetro exterior D_2 del rebajo en el cuerpo. En estado de servicio el anillo debe entrar un poco en el rebajo del árbol (magnitud a, fig. 542, *III*).

La fijación mediante anillos de sección circular es elástica. Cuando es necesario realizar una fijación rígida se emplean anillos de sección rectangular (fig. 543, *I*, *II* y *III*).

Al usar los anillos con superficie bicónica (fig. 544, *I*, *II* y *III*) la fijación puede ser elástica o rígida en función del ángulo del cono.

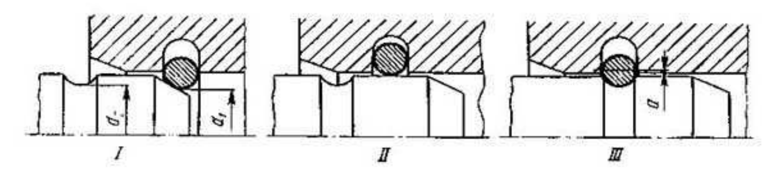


Fig. 541. Fijación mediante un anillo de resorte colocado en el rebajo de la pieza exterior:
I, *II* y *III*—etapas sucesivas de montaje

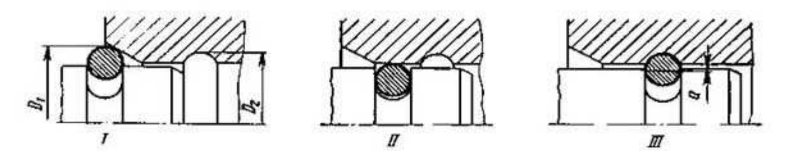


Fig. 542. Fijación mediante un anillo de resorte colocado en el rebajo del árbol:
I, *II* y *III*—etapas sucesivas de montaje

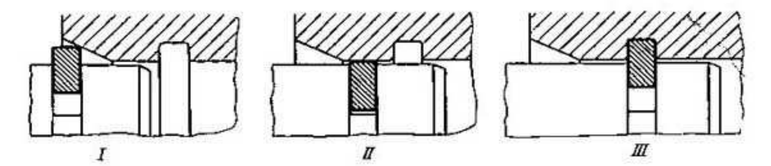


Fig. 543. Fijación rígida mediante un anillo de resorte de perfil rectangular

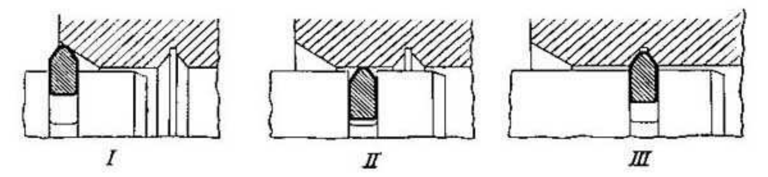


Fig. 544. Fijación mediante un anillo de resorte bicónico

En la fig. 545 se presentan las estructuras típicas de manivelas giratorias de fijación. En la estructura de la fig. 545, *I* la clavija de fijación *a* que se desliza por el casquillo *b* sujetado en la manivela *c*,

entra en los agujeros cónicos taladrados en el limbo inmóvil *d*. Para que el fiador salga del agujero, es necesario tirar de la manivela *e*, después de lo cual es posible colocar el fiador en otro orificio del limbo.

Para las manipulaciones es más cómoda la estructura de la fig. 545, *II*, donde la clavija de fijación está unida con la manivela *e* mediante una rosca múltiple. El fiador se saca del orificio del limbo al girar la manivela *e* alrededor de su eje.

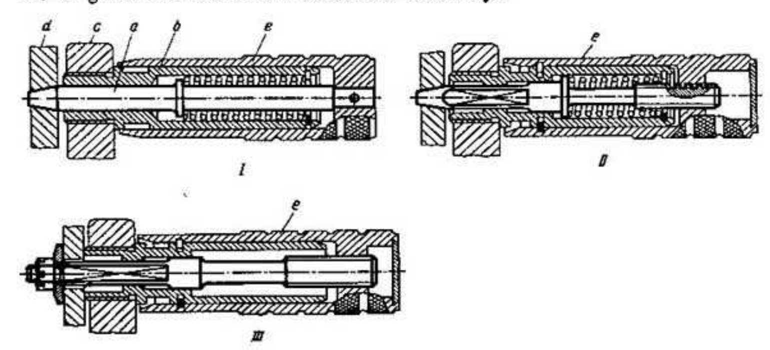


Fig. 545. Manivelas giratorias de fijación

En la fig. 545, *III* se muestra una manivela con fijación no escalonada. En este caso la clavija de fijación se desplaza en la entalladura del limbo practicada según un arco de la circunferencia con el centro que coincide con el eje de rotación de la manivela. La fijación en cualquier posición se realiza girando la manivela *e* alrededor de su eje con lo que simultáneamente ésta se apriete contra el limbo. Para liberar el fiador la manivela se gira en la dirección inversa.

UNIONES GIRATORIAS AXIALES

A título de ejemplo de las uniones giratorias axiales, que aseguran el giro libre de una pieza respecto a otra con la fijación simultánea en dirección axial y en presencia de una fuerza axial, es posible indicar la unión entre el plato de la válvula de cierre y el vástago que se desplaza por la rosca y realiza el ajuste del platillo en el asiento y la elevación del plato.

En la fig. 546 se muestra el caso en el que la cabeza del vástago tiene el diámetro mayor que el de éste, es decir, cuando el elemento de fijación se puede meter por el extremo del vástago, opuesto a la unión.

En la fig. 547 está presentado un caso más general cuando es posible realizar el montaje del elemento de fijación por cualquier la-

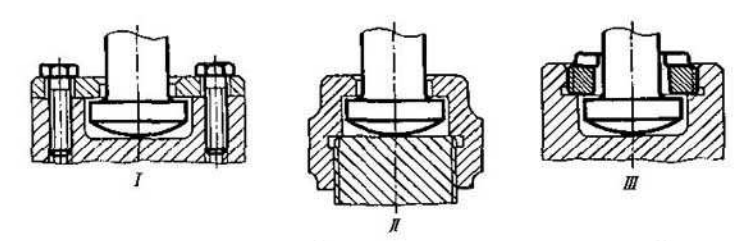


Fig. 546. Uniones giratorias axiales. Caso de unión por el extremo libre del vástago:

I—fijación de la cabeza mediante una brida atornillada; *II*—mediante una tuerca exterior; *III*—mediante una tuerca interior

Fig. 547. Uniones giratorias axiales. Variedades constructivas

do. En la estructura de la fig. 547, *I* el vástago se fija mediante un tornillo que penetra en un rebajo circular practicado en el vástago. La inconveniencia de esta estructura consiste en la aplicación unilateral de la carga durante el movimiento del vástago hacia arriba. Esta estructura es aplicable para cargas ligeras (al desplazarse el vástago hacia arriba). El empleo de dos (o tres) tornillos ubicados simétricamente no ayuda: debido a la falta de precisión en la disposición axial de los tornillos, la carga, a pesar de todo, la llevará uno de los tornillos.

En la estructura mostrada en la fig. 547, *II* el vástago se fija por medio de un bulón que se introduce en el orificio de éste y en el rebajo circular practicado en la pieza a unir. El bulón se preserva contra la caída con un tapón roscado.

En la fig. 547, *III* y *IV* la fijación se realiza con ayuda de una brida. En la estructura de la fig. 547, *III* la ranura de la brida se introduce en el rebajo practicado en el vástago. En la fig. 547, *IV* la brida está formada por dos partes que tienen un reborde centrador (para evitar su giro en los pernos de sujeción).

En las estructuras de la fig. 547, *V* y *VI* el vástago se fija con semianillos sujetados por una tuerca (fig. 547, *V*) o por un anillo de cierre (fig. 547, *VI*). En las estructuras de la fig. 547, *VII* a *IX* la fijación se realiza mediante anillos de cierre.

En el caso presentado en la fig. 547, *VII* el anillo de cierre se encuentra instalado constantemente en el rebajo circular de la pieza a unir y al introducir el vástago penetra en el rebajo del vástago. En la pieza que se une, está practicada una entalladura; al efectuar el desarme por esta entalladura se introducen las pinzas y se abre el anillo de cierre.

En la estructura mostrada en la fig. 547, *VIII* el anillo de cierre está instalado en el rebajo circular del vástago y, al introducirlo, penetra en el rebajo de la pieza a unir. El desarme se realiza apretando el anillo de cierre a través de los orificios radiales en la pieza a unir. En la estructura de la fig. 547, *IX* el anillo de cierre se aprieta mediante una tuerca interior. En la estructura de la fig. 547, *X* el vástago se fija con un alambre de acero dulce que se introduce en los rebajos de perfil semicircular practicados en el vástago y en la pieza a unir.

En la estructura expuesta en la fig. 547, *XI* la fijación se efectúa con ayuda de una grapa fabricada de alambre para muelles que se coloca en el rebajo circular del vástago a través de los orificios en la pieza a unir. En la fig. 547, *XII* se muestra una unión mediante bolas que se introducen a través de un agujero lateral en los rebajos de sección semiredonda practicados en el vástago y en la pieza a unir.

A diferencia de la mayoría de las estructuras descritas antes, esta unión puede transmitir grandes fuerzas en ambas direcciones y, además, con resistencia mínima a la rotación.

En el caso dado es posible no apoyar el tope del vástago en la pieza a unir. Para esta unión es necesaria precisión elevada. Las ranuras para las bolas deben tener dureza *HRC* 45.

En la fig. 547, *XIII* se muestra un procedimiento que se emplea ampliamente para pequeñas cargas, donde el vástago se coloca en una patilla ranurada voladiza, fresada en la propia pieza a unir. En esta unión es preciso fijar el vástago contra su desplazamiento lateral respecto al eje de la pieza a unir.

En la fig. 547, *XIV* se expone un procedimiento simple de unión que se realiza al enroscar el extremo roscado del vástago por el sector roscado en la pieza a unir. La unión es aplicable en caso de pequeñas cargas durante el movimiento del sistema hacia arriba. Si en su movimiento hacia arriba el vástago gira respecto a la pieza a unir, la rosca debe tener dirección inversa al sentido de la rotación.

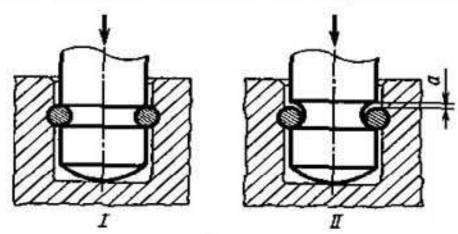


Fig. 548. Unión mediante pasadores:
I—estructura incorrecta; *II*—estructura correcta

En la fig. 547, *XV* se presenta una unión que se usa con frecuencia, mediante dos pasadores que pasan a través de los agujeros en la pieza a unir y el rebajo de perfil semiredondo en el vástago.

Para evitar el desvío de la broca en el sector donde ésta sale al orificio central de la pieza a unir, los agujeros para los pasadores se taladran normalmente antes de mandrinar el orificio central según la plantilla de guía, lo que asegura la precisión necesaria para el funcionamiento correcto de la unión de la disposición de los pasadores respecto al rebajo en el vástago.

Para que el tope del vástago se apoye fiablemente en la pieza a unir, el radio del rebajo semiredondo en el vástago se hace con radio algo mayor que el de la sección de los pasadores de forma que durante el apoyo entre los pasadores y las muescas quede la holgura *a* (fig. 548, *II*).

Los centros de los orificios se sitúan normalmente por las generatrices de cilindro del vástago o, lo que es mejor, con un pequeño desplazamiento hacia el centro.

En la fig. 549 se muestra una unión no desarmable, obtenida mediante el troquelado de la pieza a unir en una máquina rotativa de forja debido a lo cual el material fluye en los rebajos practicados en el vástago. Para asegurar su giro libre, antes del troquelado, la superficie del vástago se cubre de grafito coloidal u otra grasa de separación.

En la fig. 550 se da un ejemplo de unión cuando la estructura de la pieza a unir permite el acceso al tope del vástago. Aquí la fijación del vástago se efectúa con ayuda de una arandela que se aprieta mediante una tuerca contra el extremo del vástago.

Muchas veces para fijar en sentido axial piezas cilíndricas coaxiales (cuando es necesario que éstas giren libremente una respecto

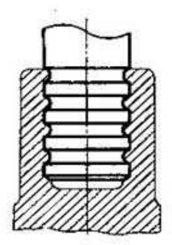


Fig. 549. Unión obtenida mediante el troquelado

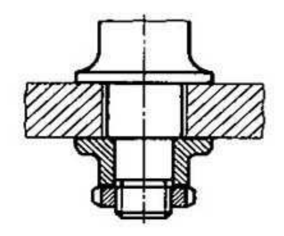


Fig. 550. Unión por medio de una arandela atornillada

a la otra) se emplean anillos seccionados de muelle. El anillo se inserta en la muesca de la pieza interior (fig. 551, *I*). Al introducirla en el orificio de la pieza exterior el anillo entra en la muesca en el orificio de ésta (fig. 551, *I*).

La profundidad h_1 de la muesca en la pieza interior ha de ser suficiente para que el anillo se hunda por completo en la ranura durante

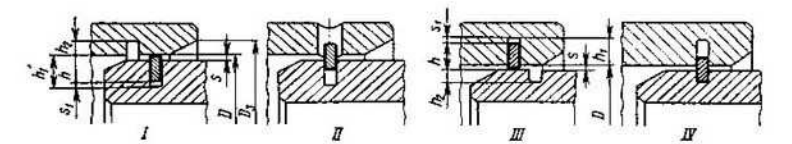


Fig. 551. Unión con ayuda de anillos seccionados de muelle

el montaje, es decir, $h_1 \geqslant h - s + s_1$, donde h es la altura del anillo, s es el juego radial entre las piezas, $s_1 \approx s$ es el juego de seguro en la muesca.

La profundidad h_2 de la muesca en la pieza exterior se hace aproximadamente igual a $0{,}5\,h$. El diámetro exterior del anillo en estado libre $D_2 = D + h_2$, donde D es el diámetro del orificio.

Para facilitar el montaje en el tope del orificio se hace un chaflán de inclinación suave con diámetro D_3 algo mayor que D_2.

Es posible hacer que la estructura sea desarmable, si se prevén en las paredes de la pieza exterior agujeros radiales (fig. 551, *II*) que permitan comprimir el anillo.

En la fig. 551, *III* y *IV* se muestran los casos en que el anillo se coloca en la muesca de la pieza exterior. De modo análogo al caso anterior la profundidad de la muesca $h_1 = h - s + s_1$. La profundidad de la muesca en la pieza interior $h_2 \approx 0,5\ h$. El diámetro interior del anillo en estado libre $D_2 = D - h_2$. Esta estructura prácticamente no es desarmable por lo que se emplea rara vez.

PROCEDIMIENTOS DE INSTALACIÓN DE LAS ESFERAS

En la fig. 552 se exponen los esquemas fundamentales empleados para instalar las esferas en articulaciones, por ejemplo, en los cojinetes autolineadores, en las uniones para centrar que trabajan en condiciones de ladeo, en las uniones esféricas de los tirantes, etc.

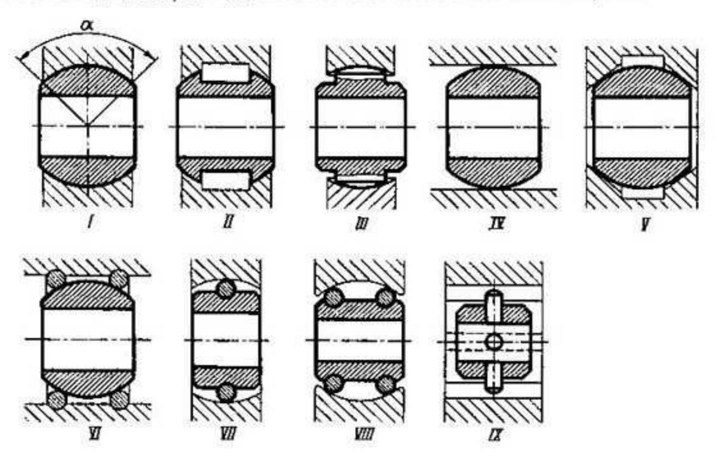


Fig. 552. Esquemas de articulaciones esféricas

La colocación de las esferas puede realizarse mediante los procedimientos siguientes.

Esfera por esfera (fig. 552, *I*). Es la más propagada articulación que puede soportar grandes cargas radiales y fuerzas axiales (siendo grande el ángulo de hembra α de la superficie portante).

En la fig. 552, *II* y *III* se muestran diferentes variedades de la articulación: en la fig. 552, *II* la articulación tiene el sector central rebajado de la superficie esférica portante y se emplea en los casos, cuando predomina la carga axial; en la fig. 552, *III* la articulación se opera sobre espigas esféricas y se usa para cargas pequeñas, principalmente radiales.

Esfera por cilindro (fig. 552, *IV*). Es una articulación tecnológicamente más simple que la anterior, y de montaje más fácil. El contacto (a diferencia del primer procedimiento) es lineal. Esta articulación puede llevar pequeñas cargas radiales.

Esfera por cono (fig. 552, *V*). La articulación puede soportar cargas axiales y radiales reducidas en comparación con el primer procedimiento.

El juego entre las superficies portantos se regula aproximando o alejando los conos.

Esfera por anillos (fig. 552, *VI*). Esta articulación, en principio, no se diferencia de la anterior. Es posible hacer los anillos seccionados como los de cierre; en este caso el montaje de la articulación se simplifica.

Anillo por esfera (fig. 552, *VII*). La articulación puede soportar pequeñas cargas radiales.

Dos anillos por esfera (fig. 552, *VIII*). La articulación puede soportar pequeñas cargas radiales y axiales.

En la fig. 552, *IX* está presentado el equivalente cinemático de la articulación esférica. El giro en todas las direcciones respecto al punto central está asegurado con las espigas cilíndricas dispuestas en cruz que entran en las ranuras del cuerpo. La articulación puede soportar pequeñas cargas radiales.

Tipos de articulaciones esféricas. Las articulaciones esféricas se emplean para transmitir los esfuerzos de empuje y de tracción en las transmisiones por palancas con movimiento espacial de sus eslabones. Las más de las veces las articulaciones esféricas se usan en los sistemas de control por palancas y, a veces, en las transmisiones por palancas, con pequeños esfuerzos de trabajo.

Los tipos más usados de articulaciones se muestran en la fig. 553. El tipo más simple de articulación está presentado en la fig. 553, *I*. La articulación consta de un soporte con cabeza esférica que entra en alojamiento esférico del tirante con separación por el eje del tirante. El alojamiento se cierra con una tapa que se sujeta en la cabeza del tirante con tornillos. El juego en la articulación se regula con la junta colocada entre la tapa y la cabeza del tirante. Las superficies de rozamiento deben poseer dureza elevada que se obtiene mediante templado, tratamiento por corrientes de alta frecuencia, cianuración y otros procedimientos. Es obligatorio el engrase de las superficies de rozamiento lo que, en la mayoría de casos, se realiza por medio del relleno con grasa consistente.

En la estructura de la fig. 553, *II* el alojamiento esférico está formado por dos dados templados que se introducen en la cabeza del tirante y se fijan rebordeando la tapa. La articulación no es desarmable.

Para simplificar la elaboración de los alojamientos la cabeza esférica se coloca entre superficies cónicas (fig. 553, *III*), entre anillos de cierre (fig. 553, *IV*) con contacto lineal en las superficies de rozamiento y, a veces, con contacto puntual (fig. 553, *V*). La carga

22 -1063

posible en estas articulaciones es menor que en las uniones con contacto por esfera.

En la fig. 553, *VI* se muestra un esquema invertido; la cabeza esférica se encuentra en el tirante y el alojamiento, en el soporte.

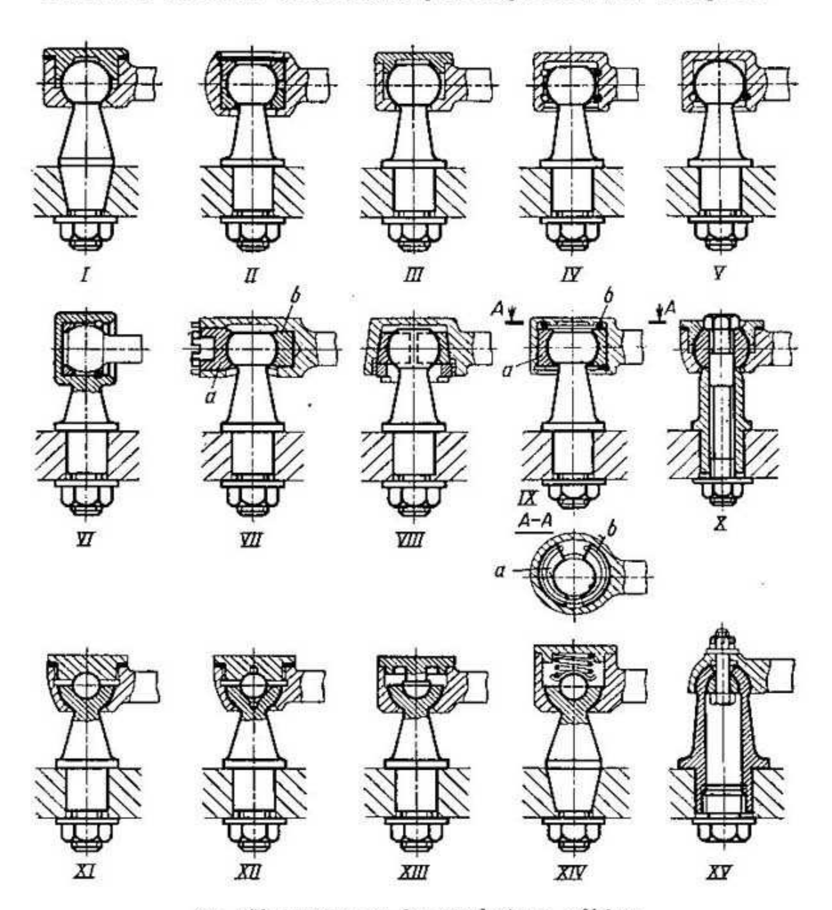


Fig. 553. Estructuras de articulaciones esféricas

En la fig. 553, *VII* a *IX* se muestran estructuras con regulación de la apretura en la articulación. En la estructura de la fig. 553, *VII* la regulación se realiza apretando la tuerca *a* con alojamiento esfé-

rico que se apoya en el dado esférico *b*. En la fig. 553, *VIII* el apriete se efectúa con la tuerca que actúa sobre ambos dados con superficie exterior cónica, instalados en el alojamiento cónico de la cabeza del tirante.

En la fig. 553, *IX* se expone una estructura con eliminación automática del juego en la articulación. La cabeza del soporte se encuentra entre los dados en forma de cuña instalados en el mandrinado excéntrico de la cabeza del tirante. Los dados se introducen constantemente en la holgura cuneiforme por la acción del muelle anular *b*.

En la fig. 553, *X* se presenta una estructura con soporte compuesto que permite simplificar la fabricación de la cabeza esférica.

En las estructuras de la fig. 553, *XI* a *XIII* la cabeza está formada por una semiesfera en un soporte con alojamiento central en el que se coloca una bola de pequeño diámetro. El cierre de fuerza se realiza al apretar la bola en el alojamiento.

En la estructura de la fig. 553, *XIV* el apriete lo realiza el muelle. La articulación está destinada para soportar cargas ligeras.

En la fig. 553, *XV* se muestra una estructura compacta de la cabeza, compuesta de una semiesfera sobre un montante con alojamiento interior en el que se sitúa otra semiesfera de diámetro menor. La unión se aprieta mediante un tornillo pasante.

VÁSTAGOS

En muchos mecanismos con eslabones que se mueven en el espacio, para transmitir el esfuerzo de empuje se emplean vástagos con puntas esféricas. A título de ejemplo se puede indicar el caso, cuando

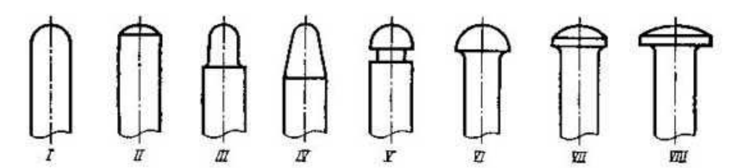


Fig. 554. Extremos esféricos de vástagos

el movimiento se transmite desde el árbol de levas a las válvulas en los motores con distribución inferior.

En la fig. 554 se dan las estructuras típicas de vástagos macizos con cabezas esféricas. Los vástagos de la fig. 554, *I* a *V* se fabrican de barras; los vástagos de la fig. 554, *VI* a *VIII* con esfera aumentada requieren que su cabeza sea recalcada. A las superficies activas de las cabezas se les atribuyen una dureza elevada (*HRC* 58 . . . 62), templándolas, tratándolas con corrientes de alta frecuencia, etc.

En los mecanismos de las máquinas de marcha rápida durante el movimiento de los vástagos surgen grandes aceleraciones. Para

disminuir las fuerzas de inercia en estos casos se emplean vástagos aliviados, formados por una varilla tubular con puntas esféricas fijadas en ésta.

Las estructuras de los vástagos compuestos se muestran en la fig. 555, *I* a *XVI*.

Las uniones de las puntas con los tubos están sometidas a la acción de cargas múltiples repetidas cuyo carácter es próximo al de las

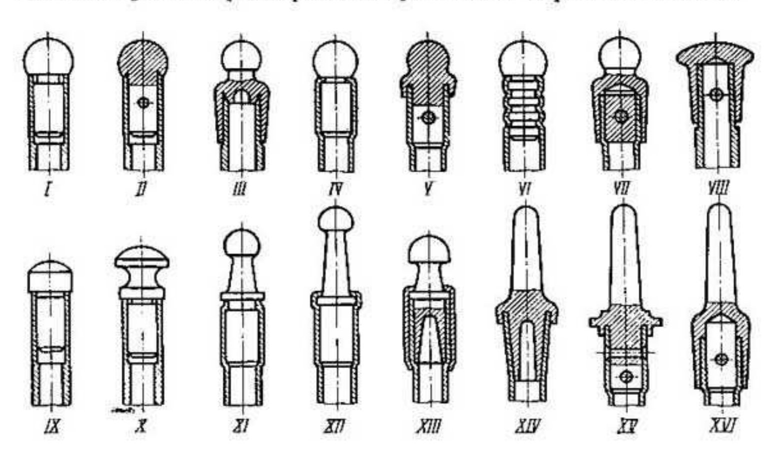


Fig. 555. Fijación de los extremos esféricos en varillas tubulares

cargas de impacto. Por eso una atención especial se presta a la resistencia mecánica y la rigidez del conjunto usado para fijar las cabezas.

El extremo de la cabeza se asienta a presión en el tubo previamente escariado (fig. 555, *I*). Para evitar que el tope del tubo se abra, éste se introduce en el rebajo anular practicado en la cabeza (fig. 555, *II*). La unión se asegura con clavijas o roblones transversales (en este caso el extremo de la cabeza no debe ser templado). A veces la cabeza se coloca sobre la superficie exterior previamente torneada del tubo (fig. 555, *III*). Estos procedimientos debilitan el tubo. Es más preferible asentar la varilla en un tubo previamente abocardado (fig. 555, *IV*, *V*, *XI* y *XII*) con troquelado ulterior en la máquina rotativa de forja. A veces el tubo se fija por laminado según los rebajos circulares en el cuerpo del extremo (fig. 555, *VI*). El conjunto de unión se refuerza con piezas insertadas (fig. 555, *VII*) o manguitos exteriores (fig. 555, *XVI*).

Una unión resistente se muestra en la fig. 555, *XIV*. La varilla de la cabeza tiene forma cónica. Al embutirla ésta ensancha el tubo,

formando un cono. La unión se cierra laminando el reborde de la cabeza.

En la estructura de los vástagos a veces se usa el esquema invertido: en el vástago se coloca una copa esférica que entra en contacto con las cabezas esféricas en las piezas accionadas.

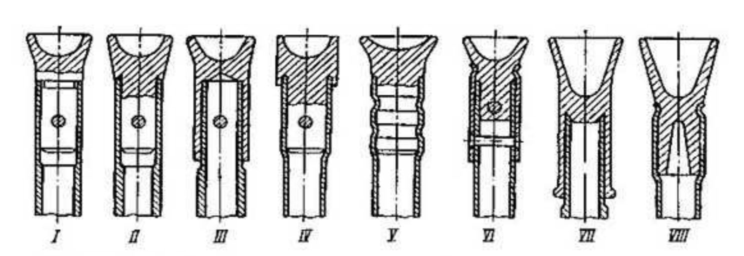


Fig. 556. Fijación de extremos con copa esférica en varillas tubulares

Las variedades constructivas de vástagos con copas y los procedimientos usados para fijarlas en las varillas tubulares se muestran en la fig. 556, *I* a *VIII*.

COLOCACIÓN DE LAS CORONAS

En la fig. 557 se muestran los métodos para unir las coronas de bronce con discos de fundición o de acero sobre los que se ponen las

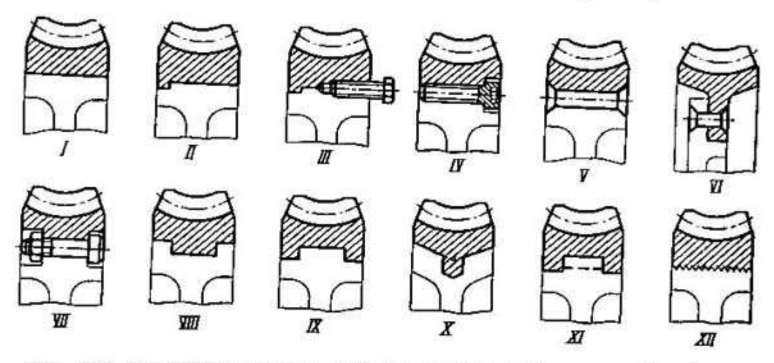


Fig. 557. Procedimientos para unir las coronas de bronce con los discos

primeras. En la mayoría de casos la unión se realiza mediante ajuste con huelgo negativo (desde ajuste a presión hasta ajuste en caliente).

Las coronas se colocan a presión hasta que los topes de la corona y del disco coincidan (fig. 557, *I*) o hasta que la corona se apoye en el reborde (fig. 557, *II*).

Para transmitir el momento torsional y realizar la fijación axial de la corona en el disco es completamente suficiente el huelgo negativo del ajuste por presión (fig. 557, *I*), sobre todo, si la llanta tiene gran diámetro. Para asegurarse se usan varillas roscadas (fig. 557, *III*) que, una vez enroscadas, se cortan al ras del tope, pernos (fig. 557, *IV*) o roblones (fig. 567, *V*).

El tallado de los dientes y el acabado se realizan después de embutir las coronas.

En la fig. 557, *VI* se muestra la unión de la corona con el disco con ayuda de roblones; en la fig. 557, *VII* se presenta una unión desarmable realizada con pernos. En algunos casos las coronas de bronce se forman colando el metal sobre el disco. Para aumentar el grado de adherencia en el disco se practican escalones (fig. 557, *VIII*, *IX*) o espigas (fig. 557, *X*, *XI*). El procedimiento más simple y, a la par, más seguro consiste en realizar la colada sobre una superficie rugosa (fig. 557, *XII*). El procedimiento por colada es inadmisible para las ruedas de responsabilidad. Aquí es más conveniente usar coronas colocadas a presión y fabricadas del bronce forjado y sometido a tratamiento térmico.

8. Procedimientos para fijar piezas de sujeción

TIPOS DE FIJACIONES

En las máquinas todas las piezas roscadas de sujeción deben retenerse con seguridad contra el desenrosque espontáneo. La violación de esta regla conduce a los efectos más serios: se conocen casos cuando una tuerca o un tornillo que se desenroscó en el interior de un mecanismo, provocó graves averías, poniendo fuera del servicio unidades valiosas.

Se diferencian dos procedimientos fundamentales de fijación. **La fijación positiva** (o rígida) que consiste en que la pieza que se inmoviliza, se une con la pieza fijadora mediante acoplamiento rígido, un retén; no es posible desenroscar la pieza bloqueada sin cortar, destruir o deformar el retén. A este procedimiento se refiere la fijación con pasadores hendidos, arandelas dobladas, láminas, atadura con alamdre, etc.

Otro procedimiento consiste en crear un rozamiento elevado entre las piezas a fijar y los retenes; este procedimiento se llama **fijación por fricción** A éste se refiere la retención por contratuercas, arandelas elásticas, tuercas de autoretención, etc. La fijación por fricción es menos segura que la positiva; siempre existe el peligro de que disminuyan las fuerzas de frotamiento y, como resultado, se debilite la unión. Por esta causa en todas las uniones de responsabilidad y en las uniones que se encuentran en el interior de la máquina se usa solamente la fijación positiva (principalmente mediante pasadores hendidos). Las uniones de menor importancia cuyo debilitamiento no puede motivar averías de la máquina, así como las uniones exteriores (que son accesibles para la observación) se pueden retener aplicando el procedimiento de fricción. Sin embargo, en este caso es imprescindible el control periódico, apretando las uniones debilitadas.

Una variedad de la fijación por fricción es la **fijación elástica** que consiste en que en la unión se introduce un elemento elástico que mantiene permanentemente la tensión en el sistema. Cuanto mayor es la elasticidad del sistema, tanto más segura es fijación por fricción; la fuerza de fricción entre la pieza fijada y el retén se mantendrá al aparecer ciertas deformaciones residuales, vibraciones, pulsaciones

de la carga, etc. Cuando la retención se realiza mediante contratuercas el sistema casi no tiene elasticidad, al retener con arandelas Grover (arandelas de muelle) éste tiene una elasticidad insignificante; cuando se emplean ciertos tipos de fijación por fricción se asegura elasticidad muy grande.

Existen también procedimientos mixtos de fijación, en los que se combinan los principios de las fijaciones positiva y por fricción. Tal es, por ejemplo, el caso de las arandelas dentadas. Aquí la retención se realiza, en parte, debido al rozamiento elevado en la rosca a consecuencia de la deformación elástica de la arandela durante el apriete, y, en parte, debido al acoplamiento rígido originado entre las tuercas y el cuerpo como resultado de que los dientes de la arandela penetran en el tope de la tuerca y en la superficie de apoyo del cuerpo.

Es posible retener la tuerca en el tornillo y en el cuerpo (pieza apretada). Se distinguen los casos siguientes.

1. **La tuerca se retiene por la rosca del tornillo.** Al aplicar este procedimiento entre los hilos de la rosca de la tuerca y del tornillo se crea, mediante unos u otros métodos, un rozamiento elevado que aumenta la cohesión entre la tuerca y el perno. Al procedimiento dado se refieren, por ejemplo, la fijación con rosca estrecha, contratuercas, arandelas elásticas inaflojables, etc.

2. **La tuerca se retiene por el cuerpo del tornillo.** Con este procedimiento se usa cualquier retén de una u otra forma que simultáneamente entra en los orificios o rebajos practicados en el cuerpo del tornillo y la tuerca. Al procedimiento dado se refiere la retención mediante pasadores hendidos, arandelas con patillas dobladas, etc. Este método de fijación es positivo.

3. **La tuerca se retiene por el cuerpo.** Con este procedimiento se origina una cohesión rígida o elástica entre la tuerca y la pieza apretada (cuerpo) o los elementos colocados sobre ésta. A este método se refieren, por ejemplo, la fijación de las tuercas con arandelas lobuladas en las que los lóbulos se doblan hacia la tuerca y el cuerpo, la retención mediante las arandelas atornilladas con entalladuras para la tuerca, la atadura de las tuercas con alambre, etc. Con este procedimiento es obligatorio fijar simultáneamente el tornillo contra el giro respecto al cuerpo; en caso contrario es posible el desenrosque espontáneo del tornillo de la tuerca.

En la fig. 558, se muestran diferentes procedimientos para retener las piezas de sujeción. Aquí como ejemplo del procedimiento por fricción, sirve la retención con arandela Grover y como ejemplo del procedimiento positivo, la fijación con pasadores hendidos, con arandela doblada y la atadura con alambre. Para los tornillos (*a*) y los esparragos (*b*) son aplicables todos los procedimientos posibles de retención: por fricción, positiva con fijación de la tuerca en el cuerpo del tornillo o con pasador hendido, positiva con fijación de la tuerca en el cuerpo. Para los tornillos enroscados (*c*) es posible realizar las fijaciones por fricción (*I*) y positiva en el cuerpo (*II* y *III*).

En todos los casos es conveniente aumentar la elasticidad del tornillo. Esto eleva la seguridad de retención y contribuye a conservar una apretura constante en la unión.

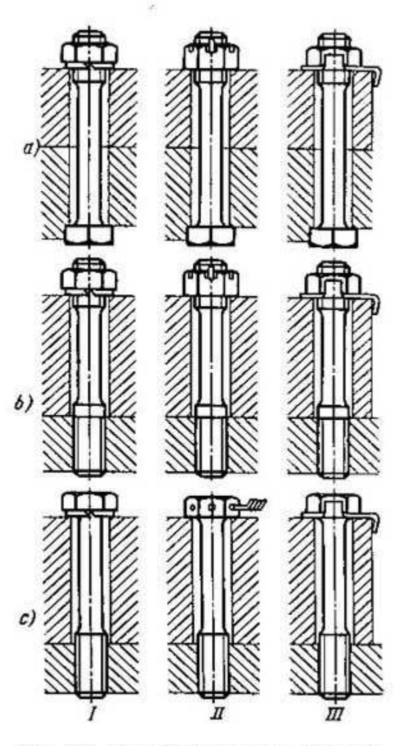


Fig. 558. Procedimientos para fijar piezas de sujeción

Las uniones con tornillos rígidos cortos (fig. 559, *I*) se debilitan rápidamente en la explotación, puesto que las deformaciones residuales que surgen inevitablemente en la rosca en las superficies de apoyo a medida que pasa el tiempo, son conmensurables por su valor con el alargamienl to del tornillo durante e- apriete; en las uniones de este tipo es imposible mantener una apretura constante, sobre todo cuando hay sacudidas, vibraciones y pulsaciones de la carga. Tampoco ayuda en el caso dado la fijación positiva (fig. 559, *II*); los pasadores hendidos sólo previenen la pérdida del tornillo o la tuerca, mientras que la unión en el transcurso del tiempo se debilita de todo modo y se hace incapaz de funcionar.

En los casos cuando el empleo de los tornillos rígidos cortos es una necesidad (por ejemplo, cuando se fijan los elementos separables en las chapas de los bastidores, los revestimientos, etc), resulta necesario recurrir a una inspección periódica y el apretamiento adicional de las uniones debilitadas (apretamiento regular de todas las uniones empernadas del chasis y del cuerpo de los automóviles). En el caso dado no se usan pasadores hendidos para fijar las tuercas, puesto que éstos dificultarían el apretamiento adicional.

La solución racional del problema consiste en aumentar la elasticidad del sistema. Los tornillos finos largos y elásticos (fig. 559, *III*) pueden retener la tuerca contra el desenrosque espontáneo; la fijación con clavijas hendidas es, en el caso dado, una medida adicional de seguridad. Sin embargo, el empleo de tornillos lar-

gos no es siempre posible en todos los casos debido a la dimensiones; en estos casos se recuerre a la instalación de elementos elásticos especiales (fig. 559, *IV* a *VI*).

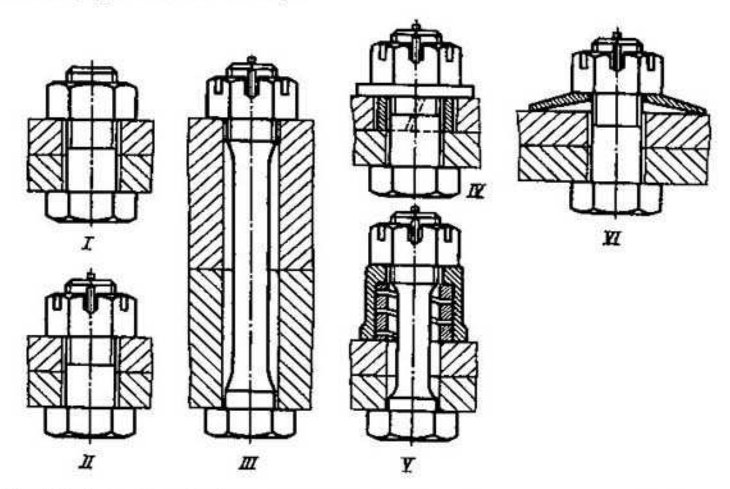
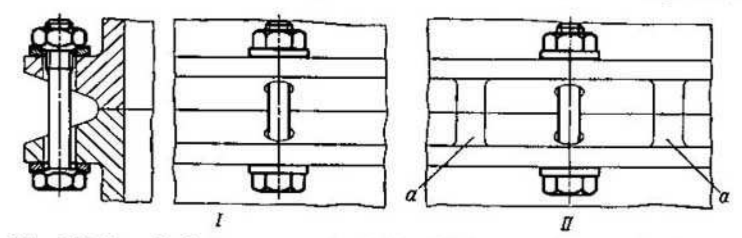


Fig. 559. Tornillos rígidos y elásticos, procedimientos para aumentar la elasticidad del sistema

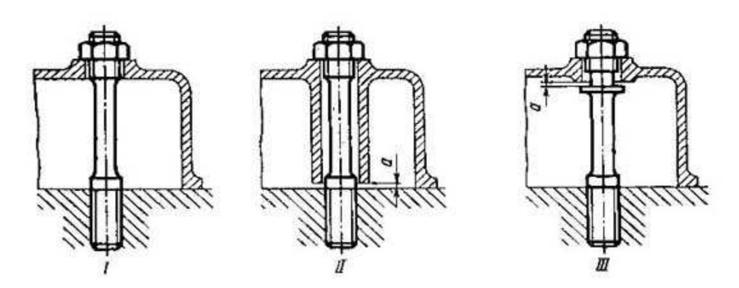
Un resultado análogo da también el aumento de la elasticidad de las piezas apretadas. En la fig. 560, *I* y *II* se muestran los procedimientos empleados para apretar bridas elásticas; en la fig. 561,



Fig, 560. Procedimientos para apretar bridas elásticas (en el caso II la elasticidad. de las bridas está limitada por los nervios *a*)

I a *III*, los de apretadura de una tapa elástica. Las estructuras de este género, se entiende, pueden aplicarse sólo si las piezas se fabrican de un material resistente con alto módulo de elasticidad. Con el

fin de evitar la sobretensión se introducen limitadores (fig. 561, *II* y *III*). El valor de la apretadura en el caso dado se determina por la dimensión de la holgura *a* que se liquida al apretar la unión.



Fig, 561. Colocación del tornillo en una tapa elástica

Las tuercas que trabajan bajo la apretura constante de muelles fuertes (fig. 562, *I*) sufren retención por fricción. Sin embargo, cuando el muelle trabaja al haber vibraciones o bajo una carga dinámica, tiene sentido retener la tuerca adicionalmente aplicando uno u otro procedimiento (fig. 562, *II*).

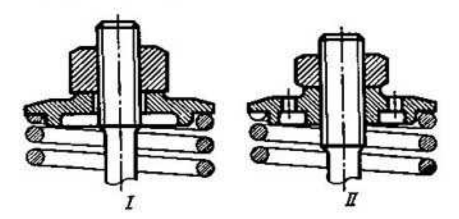


Fig. 562. Apriete del muelle. Retención de la tuerca
I—con la fuerza de elasticidad del muelle; *II*—mediante una contratuerca

La retención inaflojable se usa en los casos cuando la tuerca se coloca sobre el tornillo para siempre.

En la fig. 563 se muestran diferentes procedimientos de retención no desarmable; mediante la soldadura directa (o indirecta) total (*I*) o parcial (*II*) de la tuerca y el tornillo, el graneteado (*III*), el roblonado (*IV*) o el abocardado (*V* y *VI*), mediante el apriete del «cuello» alargado de la tuerca (*VII*), el ensanchamiento del extremo del tornillo con una clavija cónica (*VIII*), el bloqueo de la tuerca y el tornillo con una clavija (*IX*).

De los procedimientos indicados el más simple es la soldadura directa, sobre todo, la parcial (es suficiente una gota de metal fundido).

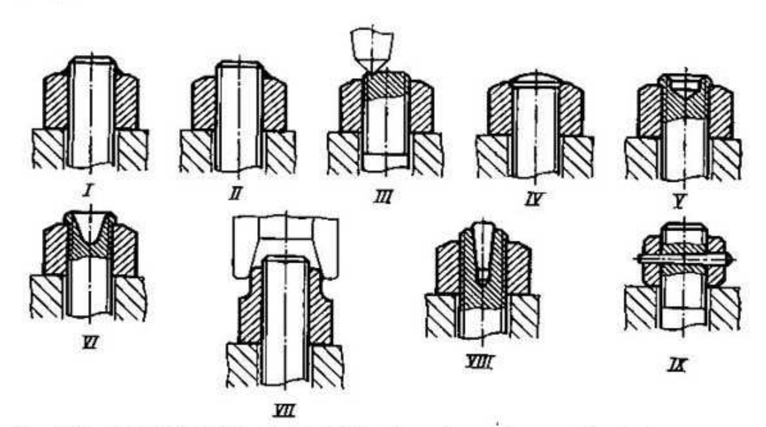


Fig. 563. Procedimientos para retener de modo no desarmable las tuercas en el tornillo

FIJACIÓN CON CONTRATUERCAS

La fijación con contratuercas (fig. 564) se emplea rara vez debido a su fiabilidad insuficiente. Este procedimiento tiene también otro defecto: durante el apriete la contratuerca, alargando el tornillo,

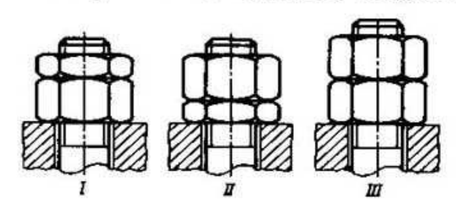


Fig. 564. Fijación mediante contratuercas

percibe toda la carga, mientras que la tuerca principal se descarga (fig. 565). A veces esto obliga a usar el esquema inverso: la contatuerca se sitúa bajo la tuerca principal (véase fig. 564, *II*) lo que asegura una distribución más favorable de las fuerzas. En ciertas ocasiones la contratuerca tiene la misma altura que la principal (fig. 564, *III*).

Las contratuercas son insustituibles en los casos cuando se requiere una fijación no escalonada de la posición que la tuerca ocupa

en el tornillo, sobre todo cuando tiene lugar un desplazamiento considerable de la tuerca por el tornillo. Los ejemplos de semejantes conjuntos se muestran en la fig. 566 (la contratuerca aprieta la rosca del espárrago, apoyándose sobre la pieza en que está enroscado el espárrago).

La fijación con contratuerca se usa frecuentemente en los conjuntos en los que se regula la apretura axial de los cojinetes de contacto rodante (fig. 567). En las figs. 568 y 569 se exponen estructuras especiales de contratuercas.

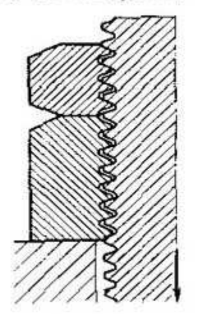


Fig. 565. Esquema de disposición de las espiras de la contratuerca y la tuerca principal respecto a las espiras del tornillo al apretar la contratuerca

En la fig. 570 se presentan contratuercas cónicas, con cuyo empleo aumenta la adherencia entre la conratuerca y tuerca principal. Para elevar la adherencia en la rosca las contratuercas cónicas se dotan de ranuras que aumentan la compresibilidad del cono en dirección radial (fig. 570, *II* y *III*). Una compresibilidad excesiva del cono puede dificultar el apriete definitivo debido al acuñamiento de la tuerca en la rosca en las últimas etapas de la apretadura. La inconveniencia de las contratuercas cónicas consiste en que se complica el maquinado de las superficies de ajuste del cono y surgen tensiones elevadas de aplastamiento en las superficies de apoyo.

En la fig. 571 se muestra la contratuerca elástica Polnut (según el nombre de la empresa «Polnut» que fabrica estas tuercas). La

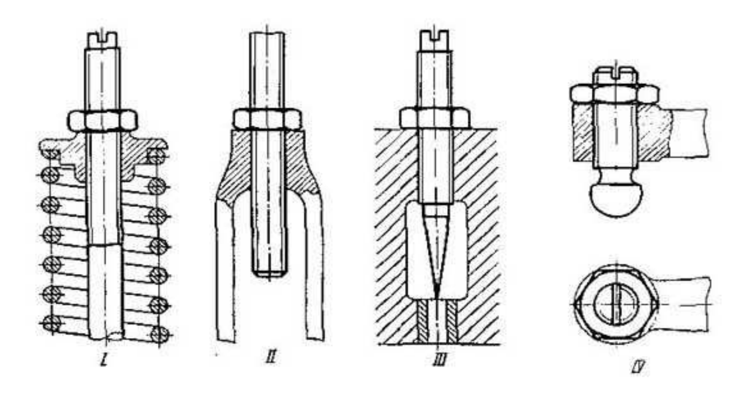


Fig. 566. Colocación de contratuercas en los conjuntos:
I—de regulación del apriete del muelle; *II*—del empalme de doble rosca para apretar; *III*—de regulación de la válvula de aguja; *IV*—de regulación del empujador esférico

tuerca se produce de chapas de acero templado. Tiene una espira de rosca formada doblando según una línea helicoidal los lóbulos inte-

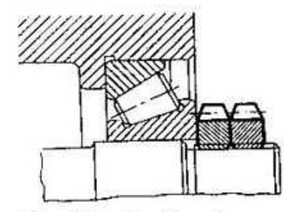


Fig. 567. Empleo de contratuercas en el conjunto de regulación de la apretura axial en los cojinetes de rodillos cónicos

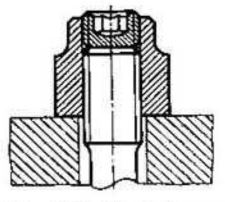


Fig. 568. Contratuerca interior que se enrosca en un agujero roscado

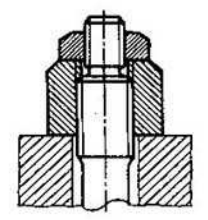


Fig. 569. Contratuerca que se enrosca en el extremo de un tornillo (en el extremo la rosca es izquierda y en el tornillo, derecha)

riores. Entre las ventajas de esta estructura se deben enumerar su pequeña masa y la existencia de cierta elasticidad que asegura una

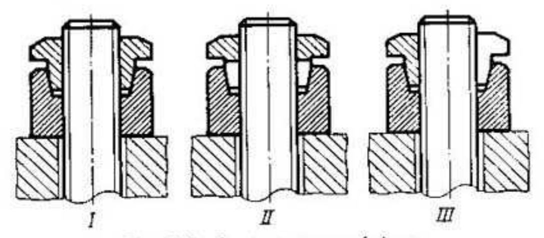


Fig. 570. Contratuercas cónicas:
I—entera; *II*—con ranuras radiales; *III*—partida

adherencia más fiable entre la tuerca y el tornillo. En el último tiempo las contratuercas elásticas se fabrican junto con la tuerca principal.

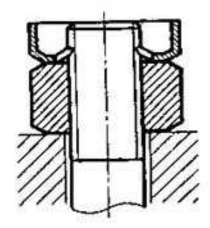




Fig. 571. Contratuerca elástica Polnut

FIJACIÓN CON CLAVIJAS HENDIDAS

La fijación con clavijas hendidas de las tuercas es un procedimiento seguro y muy propagado de retención que se emplea en los conjuntos de suma responsabilidad.

Para comprararlo con los procedimientos más modernos, en la fig. 572 se expone el procedimiento anticuado de fijación con clavijas hendidas. Las inconveniencias de este procedimiento consisten

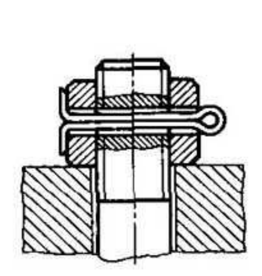


Fig. 572. Procedimiento anticuado de fijación con clavijas hendidas

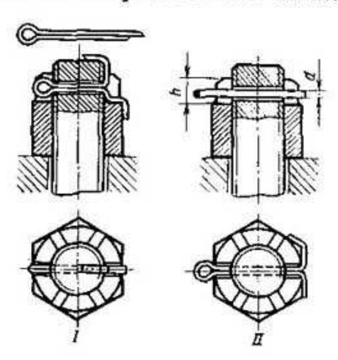


Fig. 573. Procedimientos de fijación doblando los extremos de la clavija hendida:

I—sobre el tope del tornillo y la cara de la tuerca; *II*—sobre las caras de la tuerca

en que el tornillo se debilita en su sector activo, bajo carga, y que la marcha de la tuerca está limitada dentro de los márgenes en los que se realiza la retención.

En las estructuras modernas (fig. 573) para aumentar la carrera de apriete (límites de fijación con la clavija hendida) en la parte superior de la tuerca se abren entalladuras (normalmente, seis según el número de caras de la tuerca) de profundidad h, considerablemente mayor que el diámetro d de la clavija hendida. La clavija hendida que se fabrica de alambre de sección semiredonda, se introduce en una de las entalladuras de la tuerca y en el orificio transversal en la parte superior, no cargada, del tornillo; los extremos de la clavija hendida se doblan.

Se emplean dos procedimientos para colocar las clavijas hendidas. Con el primer procedimiento (fig. 573, *I*) la clavija hendida se instala de tal modo que el plano del anillo sea paralelo al eje del tornillo; los extremos de la clavija hendida se doblan: uno sobre la cara de la tuerca, otro sobre el tope del tornillo. Con el segundo procedimiento (fig. 573, *II*) la clavija hendida se coloca de tal modo que el plano

del anillo sea perpendicular al eje del tornillo; los extremos de la clavija hendida se doblan sobre las caras de la tuerca.

El primer procedimiento se emplea más frecuentemente puesto que asegura la comodidad de montaje y su estructura es más compacta. Sin embargo, el segundo procedimiento aumenta los límites de fijación con clavijas hendidas.

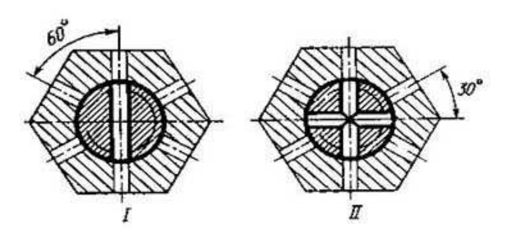


Fig. 574. Angulo de giro de la tuerca para fijarla mediante una clavija hendida: *I*—con un agujero en el tornillo; *II*—con dos agujeros perpendiculares entre sí

Las tuercas con seis entalladuras dan la posibilidad de efectuar la retención cada 60° de giro de la tuerca. Si el paso de la rosca es ~ 1,5 mm, esto corresponde al alargamiento del tornillo 0,25 mm; como se ve, la regulación de la fuerza de apriete resulta basta.

Para aumentar el fraccionamiento de la fijación a veces en el tornillo se perforan dos orificios perpendiculares entre sí (fig. 574).

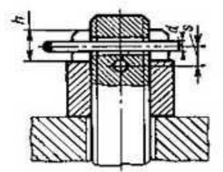


Fig. 575. Procedimiento para fijar mediante una clavija hendida con marcha aumentada de la tuerca

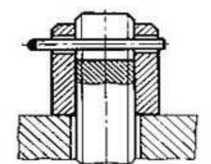


Fig. 576. Procedimiento para fijar mediante una clavija hendida cuando el tornillo tiene una entalladura y la tuerca, agujeros

En este caso la tuerca puede fijarse cada 30° de giro. El desplazamiento axial máximo posible de la tuerca a lo largo del tornillo entre las posiciones extremas de fijación constituye $t = h - d$ (donde h es la profundidad de la entalladura; d es el diámetro de la clavija hendida).

Para aumentar los límites de fijación con las clavijas hendidas los orificios se desplazan uno respecto a otro (fig. 575) en la magnitud

$s = h - d$ (no más). Este procedimiento se usa cuando los tornillos son largos, cuyo alargamiento, en el proceso de enrosque de la tuerca, puede alcanzar un valor considerable (0,5 mm y más).

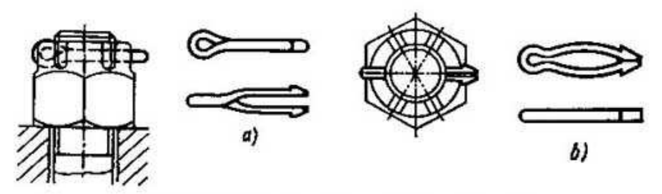


Fig. 577. Clavijas hendidas elásticas (*a* y *b*)

A veces se emplea otro procedimiento de fijación con clavija hendida, con el que la entalladura se practica en el extremo del tornillo y el agujero, en la tuerca (fig. 576).

Las clavijas hendidas se fabrican del acero dulce y después de usarlas una vez, se sustituyen por otras nuevas. En la práctica se emplean también clavijas hendidas elásticas permanentes de acero templado (fig. 577). Los extremos de las clavijas hendidas elásticas tienen dientes que las fijan con seguridad después de introducirlas.

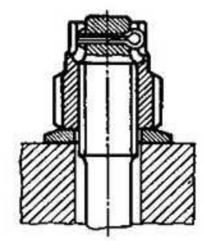


Fig. 578. Tuerca estriada con clavija hendida elástica

En la fig. 578 se muestra un ejemplo de cómo una tuerca estriada se fija mediante una clavija hendida elástica que pasa a través del extremo del tornillo.

FIJACIÓN CON ARANDELAS

Arandelas con pestañas

Un procedimiento propagado de fijación positiva es la retención mediante las arandelas con pestañas.

Estas arandelas se fabrican de chapas de acero dulce y están dotadas de pestañas. En la fig. 579, *I* y *II* se muestran las formas de dichas arandelas que se usan más frecuentemente.

Al colocar la arandela debajo de la tuerca una de las pestañas se fija sobre la pieza a tensar (con la mayor frecuencia doblándola

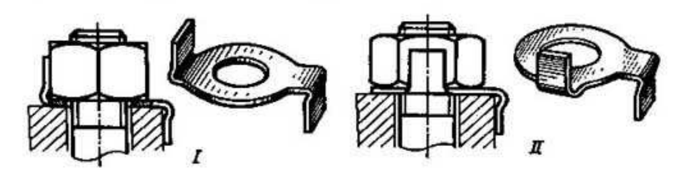


Fig. 579. Fijación mediante una arandela con pestañas

en el escalón más próximo de la brida de sujeción), mientras que la otra se dobla sobre una de las caras de la tuerca. Así se obtiene un

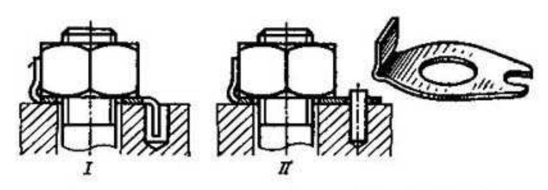


Fig. 580. Procedimientos para retener la arandela de fijación en el cuerpo

acoplamiento rígido entre la tuerca y la pieza apretada (fijación en el cuerpo).

Además de doblar la pestaña en la brida en la práctica se emplean también otros procedimientos de fijar la arandela en la pieza apretada, usando para esto cualesquiera de los elementos convenientes de la pieza que se encuentran cerca de la tuerca. A veces resulta necesario crear artificialmente los elementos apropiados para la fijación: la pestaña se introduce en un agujero especialmente abierto cerca de la tuerca (fig. 580, *I*) o se coloca sobre una clavija instalada para este fin (fig. 580, *II*) o se fija por medio del tornillo vecino.

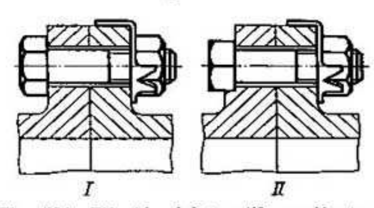


Fig. 581. Fijación del tornillo mediante una arandela con pestaña

La fijación con arandelas de réten puede aplicarse para tornillos enroscados y tuercas que se enroscan en espárragos. Al retener las tuercas que se enroscan sobre tornillos (fig. 581) es necesario fijar simultáneamente las cabezas de los tornillos contra el giro. Cuando se retiene sólo la tuerca (fig. 581, I) el tornillo puede desenroscarse de

al tuerca fijada. Una estructura correcta donde se fijan la tuerca y el tornillo se expone en la fig. 581, *II*. La fijación de la arandela de retén en el cuerpo debe ser segura y rígida.

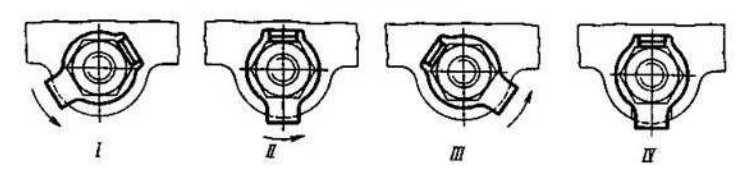


Fig. 582. Colocación de la arandela de fijación sobre una brida con tetones semirredondos

En la fig. 582, *I* y *II* se muestran colocaciones incorrectas de la arandela: la pestaña de fijación está doblada sobre el resalto semirredondo del cuerpo; al desenroscarse la tuerca la pestaña gira sin dificultad alrededor del resalto (en la dirección indicada por la flecha). En la fig. 582, *III* se muestra una instalación más correcta; la arandela no puede girar junto con la tuerca, ya que la pestaña se apoya en la parte rectilínea del cuerpo. Pero este ejemplo tampoco está privado de defectos: al apretar la tuerca resulta necesario sujetar la arandela contra el giro en la dirección de rotación de la tuerca. En la fig. 582, *IV* se expone la estructura más correcta: la pestaña se introduce en una entalladura inclinada fresada en el cuerpo del resalto; la arandela se encuentra fijada contra el giro en cualquier dirección.

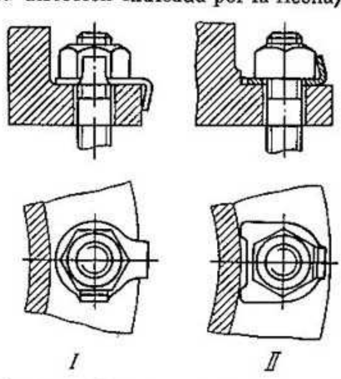


Fig. 583. Colocación de la arandela de fijación sobre una brida cilíndrica: *I*—incorrecta; *II*—correcta

Otro ejemplo de fijación se da en la fig. 583, *I*. Aquí la pestaña está doblada sobre el escalón de una brida cilíndrica. Pese a que el centro de la brida no coincide en el caso dado con el eje de rotación de la arandela, la fijación de ésta no es segura: la arandela puede girar cierto ángulo alrededor de su eje, lo que es suficiente para motivar el aflojamiento de la tuerca. En este caso será correcta la colocación, si la pestaña se introduce en una entalladura practicada en la brida o (a fin de reducir el maquinado) la arandela se apoya en la pared cilíndrica vertical de la pieza (fig. 583, *II*).

En la fig. 584 se muestra una arandela de retén con entalladura triangular en la pestaña, lo que permite doblar ésta no sólo sobre una cara de la tuerca (fig. 584, *I*), sino también sobre el ángulo del hexágono de la tuerca (fig. 584, *II*), gracias a lo que es posible retener la tuerca no cada 60°, sino cada 30° de giro.

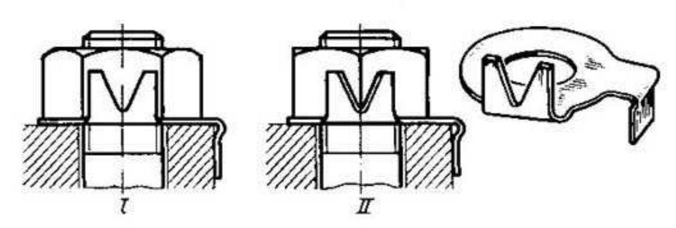


Fig. 584. Arandela de fijación con pestaña seccionada

En la fig. 585 se presenta una arandela de retén con pestaña seccionada: una mitad de la pestaña se dobla sobre la pieza que se aprieta y la otra, sobre una de las caras de la tuerca.

En la fig. 586 se expone el procedimiento usado para fijar la tuerca en el tornillo mediante una arandela con pestañas que se

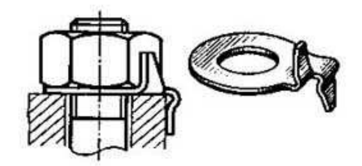


Fig. 585. Arandela de fijación con pestaña de retención seccionada

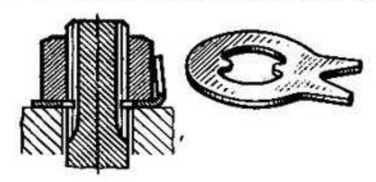


Fig. 586. Retención mediante una arandela con pestañas y que se fija por las ranuras practicadas en el cuerpo de tornillo

doblan. La arandela tiene dos salientes que entran en las muescas longitudinales practicadas en el tornillo; las pestañas se doblan sobre las caras de la tuerca. La inconveniencia de esta estructura consiste en el debilitamiento del tornillo por las muescas.

En la fig. 587 se muestran grapas con pestañas para las tuercas que aprietan bridas cilíndricas. Las orejetas simétricas de la grapa (fig. 587, *I*) se introducen bajo la cabeza del tornillo y bajo la tuerca. La tuerca se fija doblando las pestañas. La misma grapa se fija contra el giro doblando las pestañas sobre la cabeza del tornillo.

Es más correcto el procedimiento de fijación mostrado en la fig. 587, *II*. Aquí la abrazadera se fija de modo más seguro contra el giro al introducirla en la ranura *a* practicada en las bridas.

Partiendo de las condiciones de instalación y el procedimiento de fijación en el cuerpo se emplean arandelas con pestañas de dife-

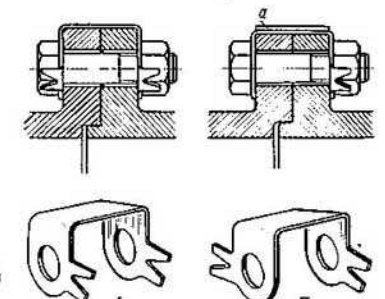


Fig. 587. Grapas para fijar la tuerca del tornillo que aprieta las bridas

rente forma (fig. 588, *I* a *XII*). Con frecuencia las arandelas se fabrican sin pestañas, en forma de láminas circulares, ovaladas o rectangulares (fig. 588, *V*, *IX* y *X*). La fijación de l aarandela en el cuerpo y en la tuerca se logra en el caso dado doblando los bordes de las

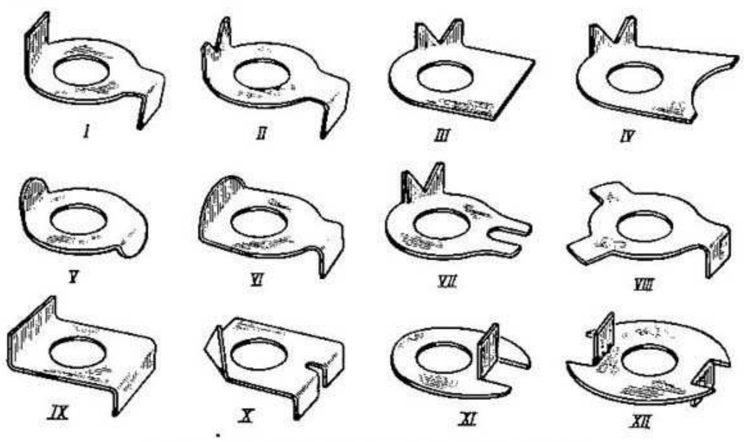


Fig. 588. Formas de las arandelas con pestañas

láminas; a veces las partes a doblar se cortan (fig. 588, *XI* y *XII*), lo que permite efectuar la retención en forma no escalonada. Las arandelas con pestañas son retenes de uso singular. Cada vez cuando se realiza el apriete de la unión las arandelas se sustituyen por otras nuevas.

Arandelas elásticas

La fijación con arandelas elásticas está basada en la creación de constantes fuerzas de fricción en la rosca y el tope de la tuerca. De este modo, en el caso dado, se combinan los principios de retención de la tuerca «en el tornillo» y «en el cuerpo».

Las fuerzas de frotamiento impiden que la tuerca se desenrosque al haber vibraciones, pulsaciones de las fuerzas que actúan sobre la unión, así como en el caso de que aparezcan en el sistema deformaciones residuales (por ejemplo, cuando se aplastan las superficies de apoyo). Cuanto mayor es la elasticidad de la arandela, tanto más segura es la retención.

A excepción de casos especiales, las arandelas elásticas se colocan de tal modo que durante el apriete definitivo se asegure el apoyo rígido de la tuerca contra la superficie de asiento de la pieza que se aprieta.

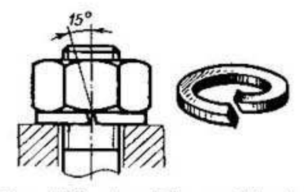


Fig. 589. Arandela partida de resorte (arandela Grover)

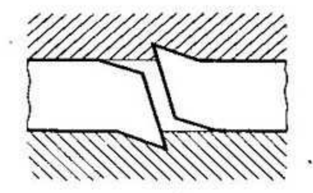


Fig. 590. Demostración del efecto de fijación de la arandela Grover

La forma más simple y la de más frecuente uso (aunque no es, ni mucho menos, la más perfecta) de fijación elástica es el empleo de la arandela partida de resorte, o sea, la arandela Grover. Esta arandela (fig. 589) es un anillo fabricado de acero templado con una entalladura oblicua bajo un ángulo de $\sim 15°$ respecto al eje del anillo. La inclinación de la entalladura se hace a la izquierda para la rosca dextrorsa y a la derecha, para la sinistrorsa.

Los extremos de la arandela están algo separados y tienen los bordes agudos. Al apretar la unión el anillo se comprime, los bordes penetran en el cuerpo de la tuerca y en la superficie de apoyo (fig. (fig. 590), asegurando la fijación de la tuerca «en el cuerpo». La penetración está bien expresada en el caso, cuando las superficies de apoyo tienen una dureza no muy alta ($HB < 300$). Si se trata de metales duros (acero templado, nitrurado, etc.), actúa sólo la retención puramente elástica lo que reduce la fiabilidad de la fijación.

No se permite colocar las arandelas Grover sobre las superficies de metales blandos (por ejemplo, aleaciones coladas de aluminio y magnesio): los dientes de las arandelas deterioran estas superficies. El empleo de las arandelas adicionadas de acero (fig. 591, *I*) anula el efecto de retención provocado por la penetración de los dientes en

el cuerpo. El límite inferior de empleo de las arandelas Grover son metales con dureza *HB* ⩾ 150 (fig. 591, *II*).

Para el funcionamiento de la unión como un sistema elástico no tiene importancia dónde está colocada la arandela: bajo la tuerca

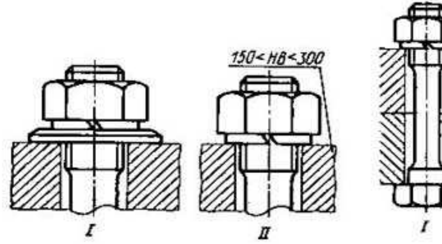


Fig. 591. Colocación de las arandelas Grover teniendo en cuenta la dureza de las superficies

Fig. 592. Procedimientos para colocar las arandelas Grover

(fig. 592, *I*) o bajo la cabeza del tornillo (fig. 592, *II*) o simultáneamente bajo la una y la otra (fig. 592, *III*); en el último caso la elasticidad del sistema se duplica.

El defecto fundamental de la arandela Grover consiste en que, al aumentar la sección del anillo por el ancho y el alto (fig. 593),

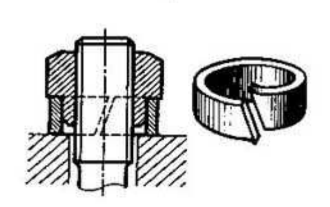


Fig. 593. Arandela partida de resorte de elevada rigidez

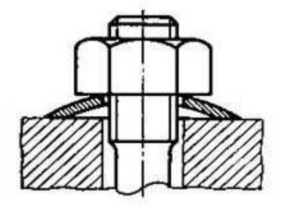


Fig. 594. Arandela esférica de resorte

crece la fuerza elástica desarrollada por el anillo, pero no aumenta la deformación elástica. Otro inconveniente sustancial es la aplicación inevitablemente excéntrica de la fuerza de apriete provocada por que dicha fuerza se transmite a la tuerca (y a la superficie de apoyo) en mayor grado en el sector en el que se sitúan los dientes que en el resto de la circunferencia.

En este sentido son mejores las arandelas de resorte esféricas (fig. 594), cónicas (fig. 595), rectangulares encorvadas según un cilindro (fig. 596) y retorcidas planas (fig. 597). Las arandelas se aprie-

tan hasta que se aplasten, con lo que se asegura un apoyo rígido de la tuerca en la superficie de asiento y la posibilidad de apretar el

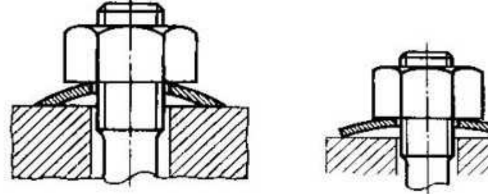


Fig. 595. Arandela cónica de resorte

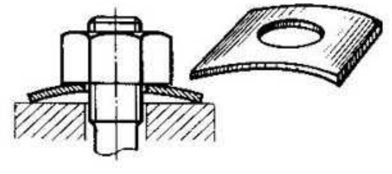


Fig. 596. Arandela cilíndrica de resorte de forma rectangular

tornillo con gran fuerza. En la arandela de resorte en forma de disco mostrada en la fig. 598 el tope rígido se obtiene después de eliminar

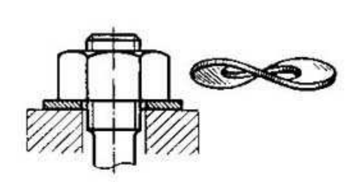
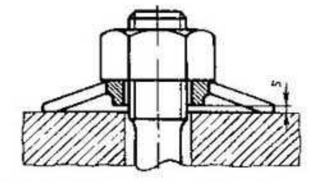


Fig. 597. Arandela «retorcida» de resorte

Fig. 598. Arandela de resorte en forma de disco

la holgura. Para aumentar la elasticidad las arandelas se dotan de entalladuras radiales (fig. 599) o se hacen partidas (fig. 600). Las



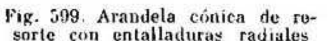


Fig. 599. Arandela cónica de resorte con entalladuras radiales

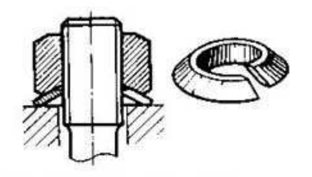
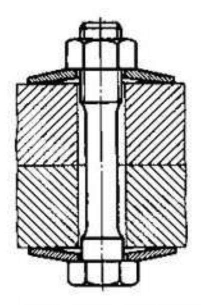
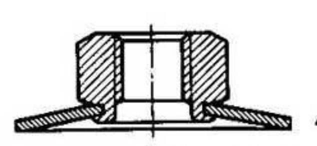


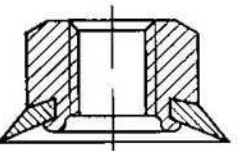
Fig. 600. Arandela cónica partida de resorte

arandelas se instalan simultáneamente bajo la tuerca y la cabeza del tornillo (fig. 601). Para la comodidad de montaje a veces las arandelas elásticas se encastran en la tuerca mediante una unión que asegure la posibilidad de que la tuerca gire libremente respecto a la arandela (figs. 602 y 603).

Cuando es necesario aumentar la elasticidad se emplean arandelas de resorte de forma (fig. 604, *I* a *IV* y 605). Las estructuras de


Fig. 601. Colocación de las arandelas de resorte bajo la tuerca y la cabeza del tornillo


Fig. 602. Arandela cónica de resorte acoplada en la tuerca


Fig. 603. Arandela de resorte acoplada en la tuerca

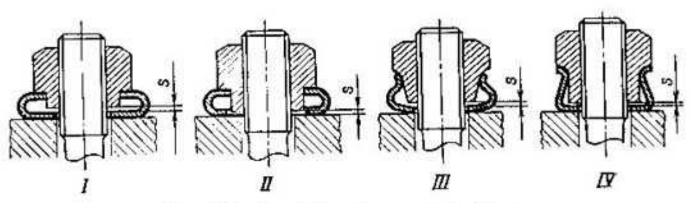


Fig. 604. Arandelas de resorte de forma

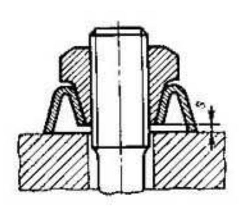
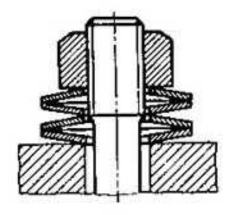


Fig. 605. Arandela de resorte inversamente cónica


Fig. 606. Fijación con un juego de arandelas cónicas de resorte

las figs. 604, *II*, *III*, *IV* y 605 están calculadas para emplear tuercas «suspendidas» que tienen la propiedad de distribuir más uniformemente la carga por las espiras de la rosca.

En los conjuntos que requieren una elasticidad aún mayor se emplea un juego de muelles de disco (fig. 606), muelles espirales

cilíndricos (fig. 607) o cónicos (fig. 608) o muelles del tipo de silfón (fig. 609).

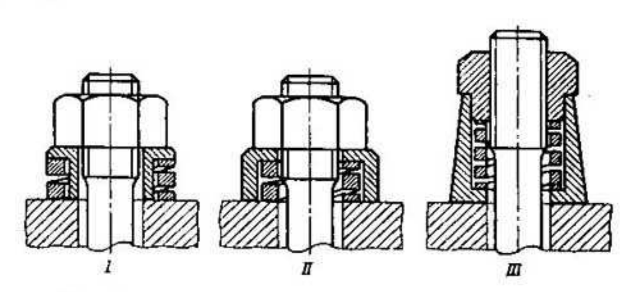


Fig. 607. Fijación mediante un muelle espiral cilíndrico

Fig. 608. Fijación mediante un muelle espiral cónico

Fig. 609. Fijación mediante un muelle del tipo silfón

I II III IV

Fig. 610. Fijación mediante muelles anulares cónicos

Se emplean también muelles anulares cónicos (fig. 610) con un anillo (fig. 610, *I*) o con dos y, a veces, con un número mayor de anillos (fig. 610, *II* y *III*).

Las estructuras de la fig. 610, *I* y *III* están acondicionadas para usarlas con tuercas «suspendidas». Sin embargo, la parte suspendida

de la tuerca en el caso dado se somete a la compresión por la acción del cono que se conjuga con ésta, lo que puede anular las propiedades positivas de las tuercas «suspendidas».

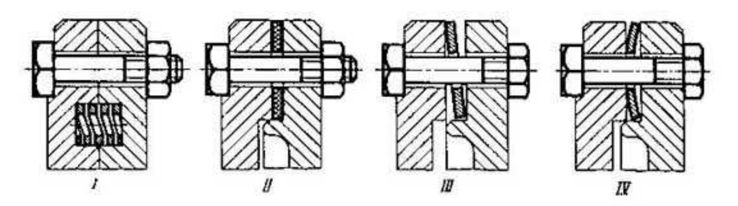


Fig. 611. Fijación elástica en grupo de tornillos en una brida cilíndrica

Para eliminar la compresión la rosca se liquida en el sector que corresponde a la parte cónica de la tuerca, como se muestra en la fig. 610, *IV*.

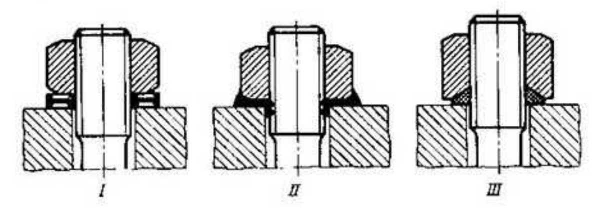


Fig. 612. Fijación mediante una junta de plástico

Cuando los tornillos se colocan en grupos (por ejemplo, en las bridas cilíndricas) es posible realizar una fijación elástica de todo

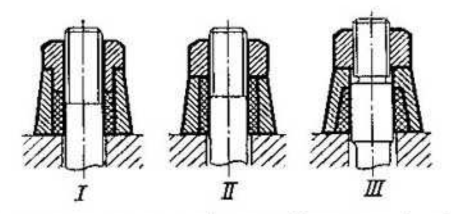


Fig. 613. Fijación mediante casquillos de plástico introducidos en cuerpos metálicos

el juego de tornillos al introducir entre las bridas a apretar muelles espirales cilíndricos (fig. 611, *I*), juntas elásticas (fig. 611, *II*) o arandelas anulares de resorte de diferente forma (fig. 611, *III* y *IV*).

Para fijar las tuercas se emplean juntas elásticas de materiales sintéticos (nylón, caprón, acrilán, etc.). Ejemplos de dichas estructuras se muestran en las figs. 612 y 613.

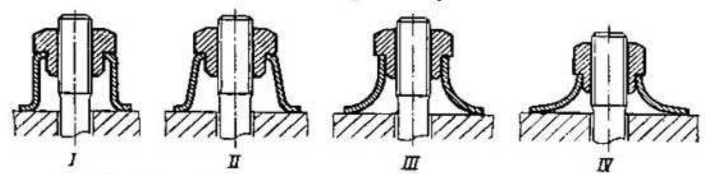
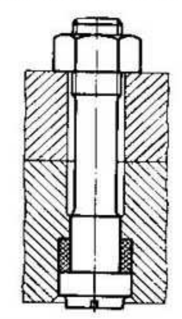


Fig. 614. Colocación de tuercas con apoyo en casquillos semirrígidos

En la estructura de la fig. 612, *II* bajo la tuerca se coloca una arandela de plástico cuya forma inicial se expone en la fig. 612, *I*. Despues del apriete la arandela se deforma (fig. 612, *II*). Como resultado el material de la arandela fluye por las espiras de la rosca asegurando la fijación de la tuerca y, además, la estanqueidad de la unión, lo que suele ser necesario en casos determinados de colocación. De un modo análogo trabaja la junta que retiene y hermitiza, mostrada en la fig. 612, *III*.


Fig. 615. Colocación de un tornillo sobre un casquillo elástico

En las estructuras de la fig. 613, *I*, *II* y *III* se usan los casquillos de plásticos introducidos en cuerpos metálicos. En estado libre los topes de los casquillos salen de los cuerpos. Al apretar la unión, los casquillos se deforman, creando apretura y, a la par, hermetizando el sistema.

En algunos casos las tuercas se aprietan hasta el tope en un elemento elástico que, en el caso dado (a diferencia de las estructuras descritas anteriormente) está cargado con la fuerza total de apriete y debe ser suficientemente rígido y resistente. En la fig. 614, *I* a *IV* se dan ejemplos de semejantes estructuras (en orden creciente de elasticidad).

En la fig. 615 se muestra la instalación de un tornillo en la que toda la fuerza de apriete se transmite al casquillo de material elástico introducido debajo de la cabeza del tornillo. La fuga posible del material del casquillo por debajo de la cabeza se previene con el ajuste sin holgura de la cabeza en el cuerpo y del cinturón cilíndrico del cuerpo del tornillo que hay a su lado.

Arandelas dentadas

Al aplicar este procedimiento bajo la tuerca se colocan arandelas de acero templado con dientes (figs. 616 a 618). La forma de los dientes es tal que éstos, sin impedir el enrosque de la tuerca, impi-

den su desenrosque, al profundizarse sus bordes agudos en el tope de la tuerca y en la superficie de apoyo del cuerpo y actuando como trinquetes.

A la par con esto a los dientes y, a veces, a toda la arandela se le atribuyen una elasticidad determinada gracias a lo que el efecto

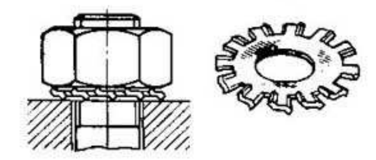


Fig. 616. Fijación de una tuerca mediante una arandela dentada con dientes exteriores

descrito se conserva también cuando el apriete se debilita un poco, así como al haber vibraciones y pulsaciones de las fuerzas que actúan sobre la unión. De este modo la retención se realiza en parte, según

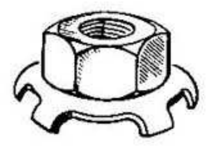


Fig. 617. Fijación de una tuerca mediante una arandela dentada convexa con dientes exteriores

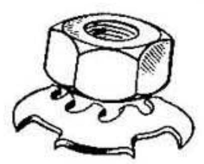


Fig. 618. Fijación de una tuerca mediante una arandela dentada convexa con dientes exteriores e interiores

el principio de fijación elástica y en parte según el principio de acoplamiento rígido entre la tuerca y el cuerpo; la tuerca se retiene tanto «en el tornillo», como «en el cuerpo».

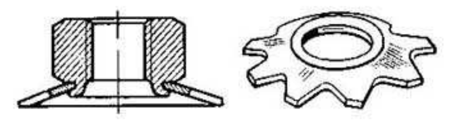


Fig. 619. Tuerca con arandela dentada acoplada

Para simplificar el montaje a veces las arandelas dentadas se acoplan en la tuerca (figs. 619 y 620), asegurando en la unión el giro de la tuerca respecto a la arandela.

Las arandelas dentadas no se utilizan si la pieza a apretar está fabricada de un metal blando (aleaciones de aluminio y magnesio)

o de uno muy duro (acero templado). En el primer caso las arandelas deterioran la superficie de la pieza, en el segundo, la eficacia de la

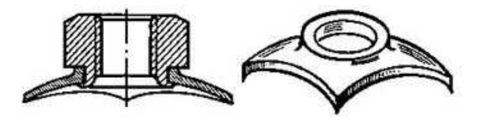


Fig. 620. Tuerca con arandela dentada acoplada de forma cuadrada

retención se reduce considerablemente; queda sólo el efecto puramente de muelle, puesto que el efecto de trinquete desaparece. La zona

Fig. 621. Forma de las arandelas dentadas

razonable en la que pueden usarse las arandelas dentadas son las piezas con dureza en los límites *HB* 250 ... 300. En la fig. 621, *I* a *IX* se muestran las arandelas dentadas más empleadas.

PLACAS DE RETÉN

Estos retenes son placas con entalladuras para el hexágono de la tuerca. El retén se sitúa cerca de la tuerca y se fija en el cuerpo normalmente en dos puntos (para prevenir el giro espontáneo del retén).

En la fig. 622, *I* a *IV* se presentan diferentes formas de las placas de retén. La estructura expuesta en la fig. 622, *IV* aumenta el fraccionamiento de la fijación.

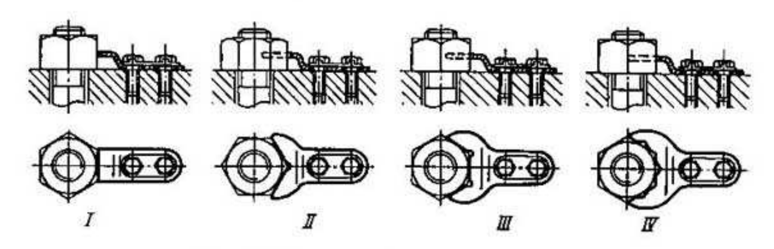


Fig. 622. Retención de tuercas con placas

A las inconveniencias de estos retenes se refieren la complejidad de fijación del retén y la necesidad de retener las piezas que fijan el

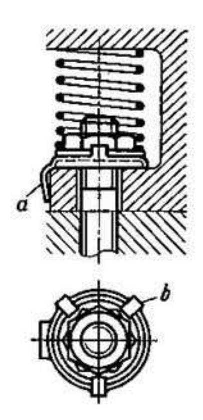


Fig. 623. Fijación de las tuercas mediante una arandela sobrepuesta con muelle acoplado

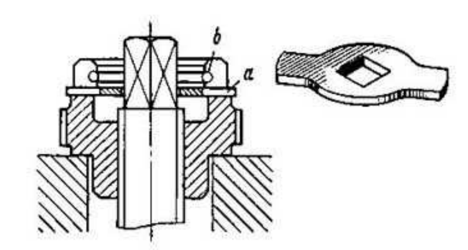


Fig. 624. Fijación de la tuerca con una arandela de forma

retén. Esta es la causa porque las placas de retén se emplean las más de las veces para fijar los tornillos pares, cuando la placa se fija mediante las mismas tuercas de retención.

En la fig. 623 se muestra un procedimiento de fijación que es cómodo para el montaje (aunque complicado), por medio de una arandela con entalladuras para el hexágono. La arandela tiene la

pestaña *a* para fijarla en el cuerpo. Con ayuda de tres patillas *b* en la arandela se sujeta inseparablemente un muelle que fija la tuerca en dirección axial.

La arandela se coloca sobre la tuerca apretada, comprimiendo previamente el muelle; terminada la colocación, el muelle se endereza, apoyándose con su extremo libre en el resalto de la pieza, y fija la arandela.

En la fig. 624 se expone un procedimiento de fijación que se emplea para los pernos grandes. El perno tiene vástago cuadrado sobre el cual se pone la arandela de retén *a*; las pestañas de la arandela entran en las ranuras de la tuerca. La arandela se fija en dirección axial con el anillo de cierre *b*.

ATADURA CON ALAMBRE

En muchos casos se emplea la fijación de las tuercas con ayuda de alambre. El alambre se hace pasar por los agujeros taladrados en las caras de la tuerca a fijar y por los orificios en una tuerca contigua o en un elemento cualquiera que se encuentra cerca del

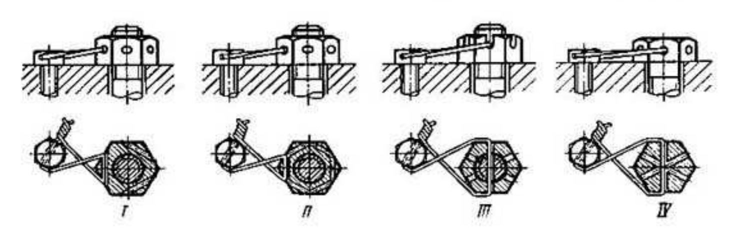


Fig. 625. Fijación de las tuercas atándolas con alambre

conjunto de la pieza o en un elemento especialmente situado (tornillo, clavija, etc.). Los extremos del alambre se tuercen con alicates de punta plana (fig. 625).

El taladrado de los orificios en las tuercas se realiza en dispositivos especiales. Generalmente se perforan tres agujeros (fig. 625, *I*), con menos frecuencia, seis (fig. 625, *II*). Al aplicar este procedimiento de retención no tiene sentido aumentar el número de agujeros, ya que la atadura correcta puede realizarse con gran ángulo de giro de la tuerca; a diferencia de la mayoría de otros procedimientos positivos que se emplean para la retención, la atadura permite realizar una fijación angular prácticamente no escalonada de la tuerca.

En la fig. 625, *III* se muestra el procedimiento de atadura a través de las entalladuras en la tuerca almenada y el agujero en el tornillo. Este procedimiento asegura, por una parte, la fijación de la tuerca en el tornillo, y por otra, la retención del tornillo respecto al cuerpo.

Generalmente, en las cabezas de los tornillos se perforan los orificios para la atadura en sentido perpendicular a sus caras (fig. 625, *IV*). Un ejemplo de cómo se fija un tapón mediante la atadura se muestra en la fig. 626.

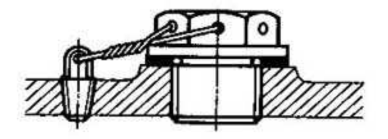


Fig. 626. Fijación de un tapón atándolo con alambre

Al efectuar la atadura es preciso cumplir la regla siguiente: la tensión que surge al torcer los extremos del alambre, debe crear un momento que contribuya a que la tuerca a fijar se enrosque

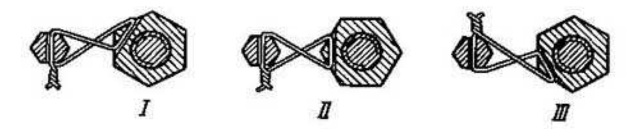


Fig. 627. Procedimientos para la atadura:
I y *II*—incorrectos; *III*—correcto

(fig. 627, *III*). Si la dirección de la atadura es inversa (fig. 627, *I*) el alambre no previene el desenrosque espontáneo de la tuerca; al revés, surge un momento que contribuye el desenrosque de la tuerca. Tampoco resulta segura la fijación en el caso de que la dirección de la tensión sea «indiferente» (fig. 627, *II*).

TUERCAS AUTORRETENEDORAS

Las tuercas autorretenedoras correctamente construidas deben responder a las condiciones siguientes:

la fijación de la tuerca debe ser segura;

su estructura debe asegurar un enrosque fácil de la tuerca incluso hasta la última etapa del apriete;

su estructura no debe impedir el apriete total de la unión;

su estructura debe permitir el empleo múltiple de la tuerca;

su estructura debe permitir que se empleen llaves estándar;

su estructura debe admitir el empleo de procedimientos mecanizados de enrosque (con giratuercas, etc.).

Como regla, la acción de las tuercas autorretenedoras se basa en el principio de retención por fricción, es decir, en la creación de un rozamiento elevado en las espiras de la rosca. Las más perfectas

son las tuercas en las que se origina una fricción elevada sólo al final del apriete. En las estructuras de este género, en un grado mayor o menor, se usan las propiedades elásticas del material de la tuerca, por lo que casi todas las tuercas autorretenedoras necesitan tratamiento térmico.

El método más simple que se emplea para aumentar el rozamiento consiste en usar roscas estrechas o roscas con paso diferente en la tuerca y en el tornillo. Es difícil enroscar las roscas estrechas por lo que éstas se emplean primordialmente en uniones ciegas (por ejemplo, al colocar los espárragos en los cuerpos) o cuando es necesario fijar la tuerca en cualquier posición axial en el vástago.

Las tuercas autorretenedoras con superficies cónicas de apoyo (fig. 628), que se basan en el principio de comprimir la rosca (así

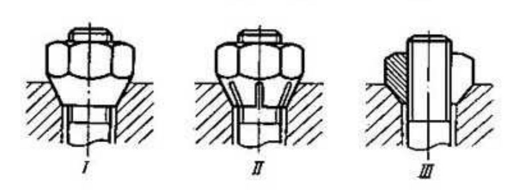


Fig. 628. Tuercas cónicas autorretenedoras:
I—entera; *II*—con cono ranurado; *III*—cónica seccionada

como al crear un rozamiento elevado en las superficies de apoyo al final del apriete), poco se usan hoy día debido a sus defectos:

es necesario elaborar especialmente las superficies de apoyo en los cuerpos;

se crean fuerzas supérfluas de tracción en los cuerpos; peligro de que las superficies de apoyo cónicas en los cuerpos se aplasten (sobre todo cuando los ángulos del cóno son pequeños);

en una serie de casos es imposible (sobre todo cuando los conos son seccionados) apretar por completo la unión debido al agarrotamiento de la rosca en el tramo donde se encuentra el cono.

En la fig. 629 se muestra el procedimiento más simple que se emplea para aumentar el rozamiento en la rosca al final del apriete deformando las últimas (según la marcha del enrosque de la tuerca) espiras de la rosca (por ejemplo, mediante el graneteado). El defecto de este procedimiento consiste en la ausencia de la elasticidad necesaria para mantener la tensión en la rosca en todas las condiciones de funcionamiento.

En la fig. 630 se exponen tuercas autorretenedoras con corona alargada íntegra o seccionada que se comprime durante su fabricación. Al enroscar la tuerca, en el momento cuando la parte roscada del tornillo entra en el sector comprimido, en la rosca surge una fricción elevada. Las tuercas con coronas seccionadas (fig. 630, *II*)

aseguran una fijación más fiable gracias a la elasticidad de los lóbulos de la corona.

En la fig. 631, *I* a *V* se muestran tuercas autorretenedoras con inserciones de materiales plásticos. Al enroscar la tuerca el vástago

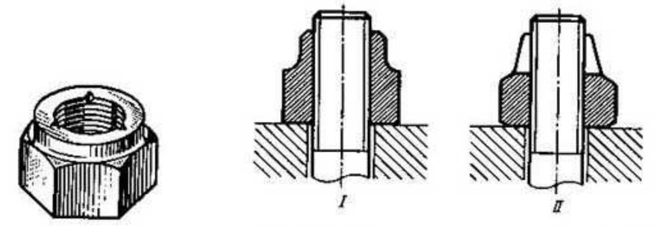


Fig. 629. Tuerca con rosca deformada

Fig. 630. Tuerca con corona comprimida: *I*—entera; *II*—seccionada

roscado del tornillo practica la rosca en la pieza insertada; la elasticidad del injerto frena también la tuerca durante los enrosques repetidos.

En la fig. 632 se presentan tuercas con corona roscada elástica. Al fabricarlas, después de filetear la rosca, la corona se comprime

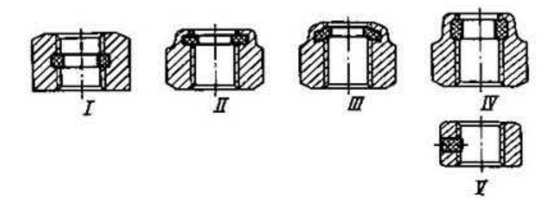


Fig. 631. Tuercas autorretenedoras con inserciones de plástico: *I* a *IV*—anulares; *V*—en forma de pasador

de tal modo que las espiras de la rosca se desplazan en dirección axial respecto a la rosca principal. Al enroscar la tuerca el extremo roscado del tornillo eleva la corona, gracias a lo que en la rosca se crea una apretura axial.

La tuerca de la fig. 632, *I* sólo sirve para llave abierta; la tuerca de la fig. 632, *II* puede enroscarse con llave tubular; en la fig. 632, *III* se expone una tuerca con elasticidad elevada de su corona que se une en el caso dado con el cuerpo de la tuerca mediante el puente estrecho *a*.

En la fig. 633 se muestran estructuras en las que en la parte superior de la tuerca se practican ranuras, después de lo que la parte

ranurada de la tuerca se comprime o se asienta. En este caso, el funcionamiento de la tuerca es análogo al descrito antes.

En las estructuras de la fig. 634, las tuercas están dotadas de una corona alargada que está asentada o algo torcida respecto a la rosca

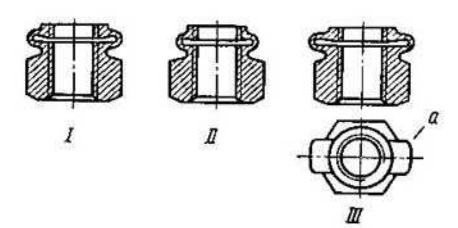


Fig. 632. Tuercas autorretenedoras con corona roscada elástica:
I—para la llave abierta; *II*—para las llaves tubular y abierta; *III*—con corona de elevada elasticidad

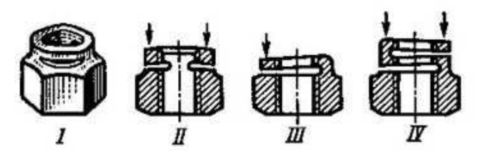


Fig. 633. Tuercas autorretenedoras cortadas:
I—con tres ranuras; *II*—con dos ranuras; *III*—con una ranura; *IV*—con ranura doble

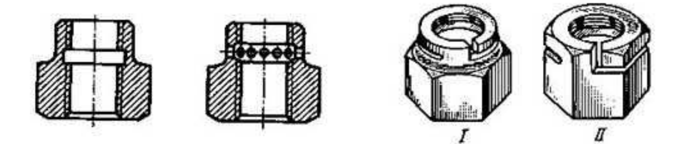


Fig. 634. Tuercas autorretenedoras con coronas comprimida (*I*) y retorcida (*II*)

Fig. 635. Tuercas con espira de autoapriete:
I—almenada; *II*—hexagonal

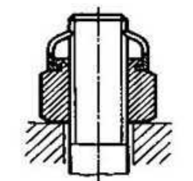
principal. Para aumentar la compresibilidad en el sector entre la corona y el cuerpo de la tuerca se abren orificios radiales.

En la fig. 635 se presentan unas tuercas autorretenedoras cuya acción se basa en el conocido fenómeno de autoapriete de la espira elástica al girarla por el árbol (este principio se usa en algunas estructuras de ruedas de marcha libre). En la parte superior de la tuerca con ayuda de una entalladura está formada una espira que se une con el cuerpo de la tuerca mediante un corto puente; el extremo de

la espira está desplazado hacia el centro de la tuerca para crear la apretura inicial. Al enroscar la tuerca la espira no molesta a la rotación; al desenroscarse ésta se origina un rozamiento elevado que frena



Fig. 636. Tuerca con espira de autoapriete insertada



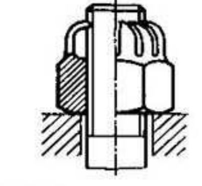


Fig. 637. Tuercas lobuladas autorretenedoras

la tuerca. La fig. 636 ofrece una estructura, análoga por su principio de funcionamiento. En el caso dado la espira de resorte está fabricada por separado y se encuentra encastrada en la tuerca por rebordeado.

En la fig. 637 se exponen tuercas con elemento elástico formado por varios lóbulos cuyos extremos están situados según una línea helicoidal y forman una espira entera. Esta espira o bien se encuentra algo desplazada en dirección axial respecto a la rosca principal o bien está comprimida hacia el centro de la tuerca. Al enroscar la tuerca el extremo roscado del tornillo en el primer caso aparta los lóbulos y en el segundo, los eleva gracias a lo que en la unión se crea apretura elástica.

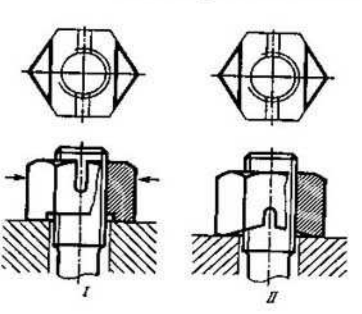


Fig. 638. Tuercas autorretenedoras con apretura bilateral en la rosca, proporcional a la fuerza con la cual se aprieta la tuerca

En las figs. 638 y 639 se presentan tuercas autorretenedoras cuya acción se basa sobre un principio muy razonable destinado a crear una apretura en la rosca que sea proporcional a la fuerza de apriete. La creación de esta apretura se logra mediante diferentes procedimientos. Por ejemplo, en el caso mostrado en la fig. 638, *I* en el tope de apoyo de la tuerca está practicada una ranura longitudinal; la tuerca se apoya en el asiento por dos áreas (se destacan con líneas gruesas en la proyección superior). En la parte superior está practicada una estría pasante que es paralela a la ranura. De este modo la tuerca parece partida en dos mitades unidas entre sí con un

puente. Las fuerzas de apriete, aplicadas a las superficies de apoyo, provocan el ladeo de las mitades que, actuando de modo semejante a las palancas de primer género, comprimen la rosca en la parte

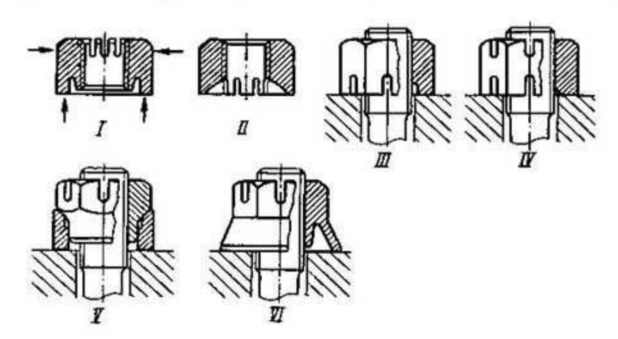


Fig. 639. Tuercas autorretenedoras:
I—con ranura anular y entalladuras radiales; *II*—con entalladuras radiales; *III*—con ranura anular y entalladuras radiales en el tope de apoyo; *IV*—con entalladuras radiales en ambos topes; *V* — con superficie de apoyo cónica; *VI*—con falda cónica; las entalladuras radiales están practicadas en el tope superior

superior de la tuerca con fuerza proporcional a la fuerza de apriete. Una estructura análoga tiene la tuerca presentada en la fig. 638, *II*.

En las estructuras de la fig. 639 se origina una apretura anular en todas las direcciones en la parte superior de la rosca. La tuerca de la fig. 639, *I* tiene la superficie anular de apoyo. En la parte superior de la tuerca están practicadas varias entalladuras radiales. Las fuerzas de apriete aplicadas a la superficie anular de apoyo provocan desplazamiento de los sectores superiores de la tuerca hacia el centro, que se acompaña con el apriete de la rosca en todas las direcciones. Sobre un principio análogo se basan las estructuras presentadas en la fig. 639, *II* a *IV*.

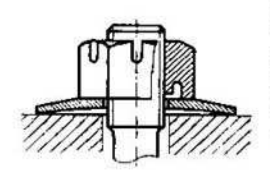


Fig. 640. Tuerca autorretenedora con arandela elástica

Todas las estructuras de las tuercas que se ven en las figs. 638 y 639 poseen una ventaja adicional que consiste en una distribución uniforme de la carga por las espiras de rosca.

Para mantener una apretura constante, con pulsaciones de la carga axial y vibraciones, es necesario usar tornillos elásticos o elementos elásticos (fig. 640). En la fig. 641, *I* a *IV* se muestran tuercas autorretenedoras en las que el frenado se realiza por elementos elásticos incluidos en la estructura de la misma tuerca. En la tuerca de la fig. 641, *III* se combinan los principios de retención elástica y de

apriete de la rosca durante el enrosque. En la fig. 641, *IV* se expone una tuerca elástica con dientes en la superficie de apoyo. El defecto común de las tuercas en la fig. 641 consiste en su rozamiento elevado

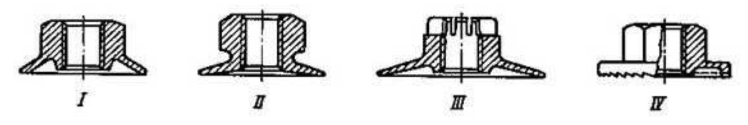


Fig. 641. Tuercas elásticas autorretenedoras

en el proceso de apriete debido al gran diámetro de las superficies de apoyo. La estructura que tiene elementos elásticos acoplados es considerablemente mejor en este sentido.

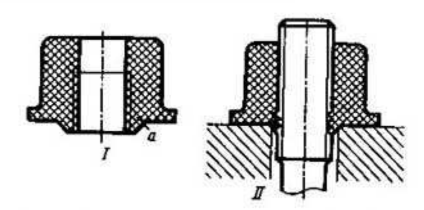


Fig. 642. Tuercas autorretenedoras de plástico

En la fig. 642, *I* y *II* se muestran tuercas autorretenedoras fabricadas de plástico (nylón) destinadas para soportar cargas pequeñas. La tuerca tiene rosca sólo en un determinado sector de su orificio

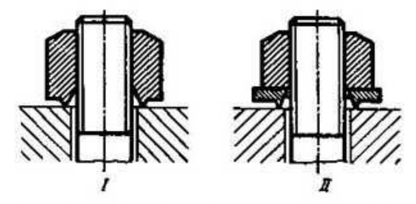


Fig. 643. Tuercas hermetizantes autorretenedoras para uniones no desarmables

interior. Al enroscar la tuerca, el tornillo filetea la rosca en el sector liso del agujero gracias a lo que se obtiene una unión apretada. Una apretura adicional se origina debido a la fluencia del material del resalto cónico *a* a la rosca del tornillo.

En la fig. 643, *I* se expone una tuerca autorretenedora para uniones fijas con cuerpos fabricados de metales plásticos. En su tope la

tuerca tiene una espiga anular la que durante el apriete empuja el material del cuerpo contra las espiras de la rosca, asegurando la apretura (y estanqueidad) de esta última. En la fig. 643, *II* se presenta una estructura con arandela adicionada que asegura solamente la hermetización de la rosca.

FIJACIÓN DE TUERCAS ARANDELAS

En la fig. 644 están presentados procedimientos que hoy día casi no se usan, empleados para fijar las tuercas arandelas exteriores mediante tornillos de presión. El procedimiento descrito en la fig. 644,

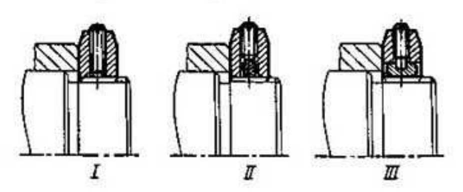


Fig. 644. Fijación de las tuercas arandelas mediante la presión ejercida por un tornillo:
I—sobre la rosca; *II* y *III*—a través de juntas de un material blando

I se caracteriza por el hecho de que el tornillo de presión aplasta y deteriora la rosca; al introducir injertos (fig. 644, *II* y *III*) de material blando (bronce, plásticos, etc.) se elimina este defecto, pero se complica el montaje y desmontaje de la tuerca.

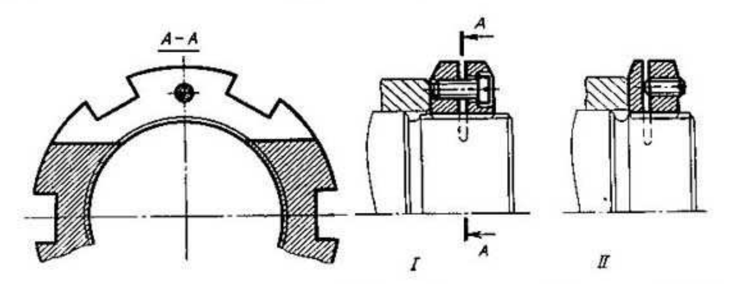


Fig. 645. Fijación de las tuercas arandelas mediante un tornillo que aprieta (*I*) o separa (*II*)

En la fig. 645 se muestra otro procedimiento que también se usa rara vez y con el que la tuerca se entalla en un sector determinado con una ranura; las partes seccionadas de la tuerca se aprietan (fig. 645, *I*) o se separan mediante un tornillo (fig. 645, *II*), gracias a lo

que en las espiras del sector ranurado se crea apretura. La inconveniencia de este procedimiento consiste en un debilitamiento considerable de la tuerca.

Por la misma causa dejaron de usarse las tuercas partidas fig. 646). Se usan a veces cuando es necesario fijar la posición axial de

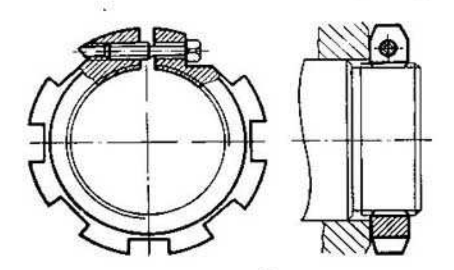


Fig. 646. Tuerca arandela partida

la tuerca sobre el árbol dentro de los límites de una longitud considerable del sector roscado de un árbol.

Tampoco se emplea frecuentemente el procedimiento donde la retención se realiza mediante un anillo seccionado de resorte (fig. 647). La deficiencia de este procedimiento consiste en una

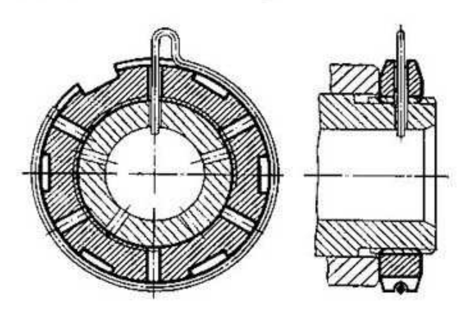


Fig. 647. Fijación de la tuerca arandela mediante un anillo de resorte

fijación insegura del anillo sobre la tuerca; este procedimiento no puede aplicarse para los árboles de altas revoluciones debido a que el anillo, bajo acción de las fuerzas centrífugas, sale de la muesca.

En la fig. 648 se muestran los procedimientos más propagados que se emplean para fijar con ayuda de arandelas con pestañas (a veces se denominan arandelas lobuladas).

La arandela de fijación se aprieta entre la pieza colocada en el árbol y la tuerca. Una de las pestañas que previene la rotación de la arandela en el árbol, se introduce en la ranura practicada en el árbol; otra pestaña se dobla y se introduce en la ranura abierta en la tuerca.

Las arandelas de fijación se fabrican de chapas de acero dulce con espesor 0,5 ... 1,2 mm. Una vez usada la arandela se sustituye por otra nueva.

Se aplican dos procedimientos fundamentales para retener la arandela de fijación en el árbol. En el primer procedimiento la pestaña de fijación se dobla «desda la tuerca» (fig. 648, *I*), en el segundo,

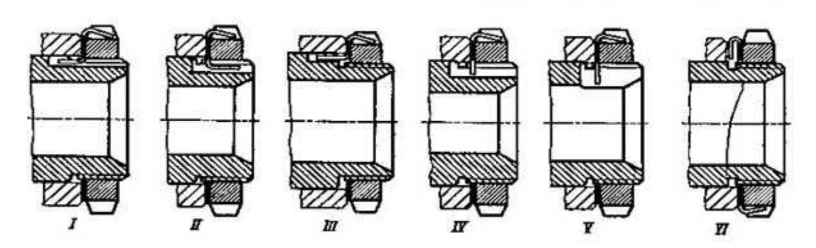


Fig. 648. Procedimientos para retener la arandela de fijación en el árbol: *I* y *III*—introduciendo la pestaña en la ranura practicada en el cuerpo; *II*—introduciendo la pestaña en la ranura practicada en la tuerca; *IV*—introduciendo la pestaña en una ranura profunda; *V*—introduciendo la pestaña en la entalladura abierta en el tope del árbol; *VI*—introduciendo la pestaña en la entalladura abierta en el tope de la pieza apretada

se coloca «bajo la tuerca» (fig. 648, *II*). En el segundo caso la entalladura debe ser más profunda por lo que en la práctica se prefiere el primer procedimiento.

A veces, si lo permite el espesor de las paredes de árbol, la entalladura se hace hasta tal grado profunda que permite introducir la pestaña de fijación sin doblarla (fig. 648, *III* y *IV*). Esto aumenta la fiabilidad de la fijación.

En algunos casos la entalladura se sustituye por una ranura pasante en el árbol (fig. 648, *V*). Cuando se usa este procedimiento de fijación, se debilita fuertemente el árbol. Este procedimiento puede aplicarse sólo si la tuerca se coloca en un extremo, mientras que los procedimientos anteriores pueden emplearse también, cuando la tuerca ocupa una posición intermedia, por ejemplo, en los árboles escalonados.

En la fig. 648, *VI* se muestra el procedimiento en el que la pestaña de retención de la arandela de fijación se dobla y se introduce en la entalladura en el tope de la pieza apretada (como regla, ésta se encuentra fijada respecto al árbol mediante una chaveta o estrías). Este procedimiento es tecnológicamente provechoso y completamente seguro.

En la fig. 649, *I* a *IV* se exponen los procedimientos empleados para colocar la arandela de fijación junto con una arandela adicionada maciza en los árboles escalonados.

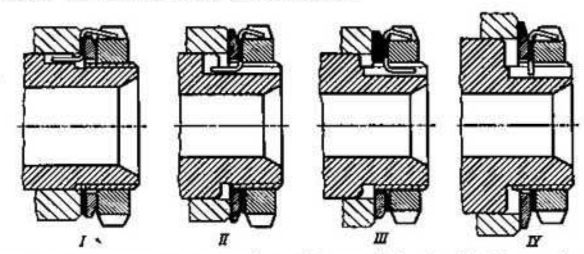


Fig. 649. Procedimientos para colocar la arandela de fijación en los árboles escalonados, empleando una arandela adicionada

No es correcto situar la arandela en la zona del rebajo, detrás de la rosca (fig. 650, *I*); en el caso dado la arandela puede «caer» en el

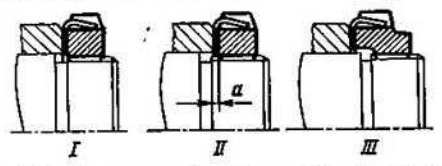


Fig. 650. Procedimientos para centrar la arandela de fijación en el árbol: *I*—sin centrado; *II*—por la rosca; *III*—por la superficie de asiento del árbol

rebajo. Es preciso centrar la arandela por la rosca para lo que la rosca debe sobresalir en una longitud determinada a fuera de la

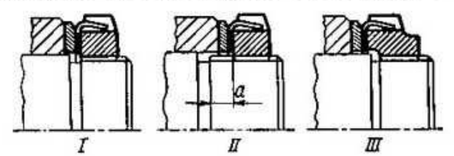


Fig. 651. Procedimientos para centrar las arandelas de fijación y adicionada en el árbol:
I—sin centrado; *II*—por la rosca; *III*—por la superficie de asiento del árbol

tuerca (fig. 650, *II*) o, lo que es mejor, hay que centrarla por la superficie lisa del árbol (fig. 650, *III*). En el último caso la tuerca debe tener un rebajo.

Si se colocan en conjunto la arandela de fijación y la adicionada, ambas arandelas deben centrarse. Las estructuras incorrecta y correctas para este caso se presentan en la fig. 651.

Los procedimientos descritos permiten fijar la tuerca dentro de los ángulos, iguales al ángulo entre las estrías. Es posible aumentar el fraccionamiento de la fijación aplicando el efecto de nonio, es decir, atribuyendo a la arandela de fijación varias pestañas que se sitúan bajo un ángulo que se diferencia del ángulo entre las estrías. Las pestañas pueden situarse en haz (fig. 652, *I*) o distribuirse por toda la periferia de la arandela (fig. 652, *II*). En el segundo caso es posible lograr prácticamente cualquier grado de fraccionamiento.

Es también posible fijar la tuerca en cualquier posición, si la arandela de fijación se hace redonda y su diámetro, igual al de las

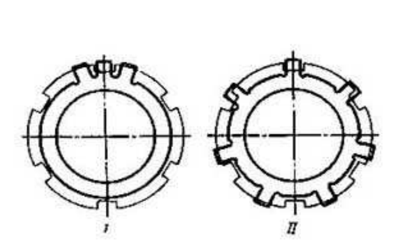


Fig. 652. Variantes de disposición de las pestañas en la tuerca:
I—en haz; *II*—por la periferia con empleo del efecto cónico

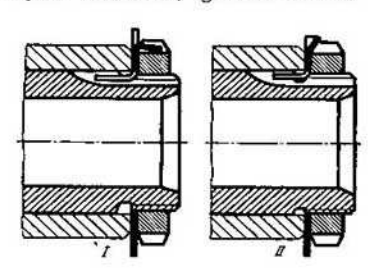


Fig. 653. Procedimientos para fijar la tuerca en cualquier posición:
I—cortando una pestaña en la arandela redonda de diámetro aumentado; *II*—doblando el borde de la arandela introduciéndolo en la ranura de la tuerca

pestañas (fig. 653, *I*). En este caso, al apretar la tuerca en el ángulo necesario, en la arandela se marca con una aguja de trazar el perfil de cualquier entalladura en la tuerca, se hacen en este lugar dos cortes en la arandela, ésta se coloca de nuevo en el árbol y se dobla el sector cortado de la entalladura. Este procedimiento tiene bajo rendimiento, pero permite, además de una colocación no escalonada de la arandela, su empleo múltiple. A veces los sectores de la arandela que se encuentran frente a las entalladuras de la tuerca se doblan golpeándolos en las cavidades (fig. 653, *II*).

En la fig. 654, *I* a *IV* se muestran los procedimientos empleados para practicar las entalladuras en el árbol. De todos estos procedimientos es conveniente preferir el primero, como el más tecnológico. No es rentable el maquinado de la entalladura según la fig. 654, *III*; además, el orificio, para la salida de la cuchilla, debilita mucho el árbol. Tampoco puede recomendarse el procedimiento de la fig. 654, *IV*, puesto que también debilita fuertemente el árbol; además, la fijación de la pestaña en dirección radial no resulta rígida.

La inconveniencia de la retención con arandelas lobuladas consiste en que es posible el corte de la pestaña de fijación (lo que puede

pasar desapercebido) al apretar la tuerca. Este peligro se elimina, si entre la arandela de fijación y la tuerca se coloca una arandela

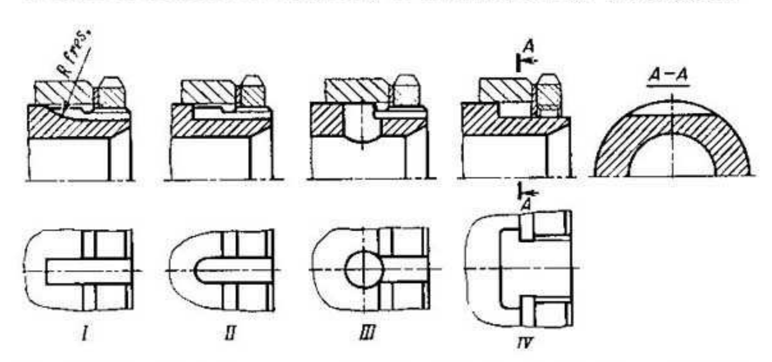


Fig. 654. Procedimientos para practicar la entalladura de fijación en el árbol: *I* y *II*—fresando respectivamente con una fresa de disco y una de espiga; *III*—escopleando, *IV*—sustituyendo la entalladura por un rebajo plano en el árbol

rígida fijada contra el giro (fig. 655). Semejante sistema se usa en los conjuntos que deben ser completamente fiables. A veces con este mismo fin en la arandela se hacen varias pestañas de fijación y la misma cantidad de entalladuras en el árbol. Las arandelas con corona dentada que se engrana con las estrías en el árbol, están fiablemente aseguradas contra el corte.

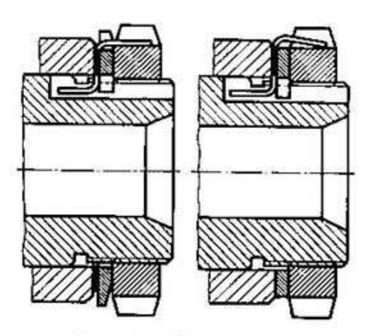


Fig. 655. Procedimiento para prevenir el corte de la pestaña de fijación colocando una arandela intermedia rígida

Para retener la arandela de fijación en el árbol se usan los elementos de la estructura, por ejemplo, las chaveteras (fig. 656), los huecos entre las estrías en los árboles (fig. 657). Cuando para este fin se usan las estrías resulta necesario o separar la corona estriada de la tuerca a una distancia que asegure la colocación de la pestaña de fijación (distancia *a* en la fig. 657, *I*), o cortar una de las estrías en esta misma longitud.

El mejor procedimiento de fijación se asegura cuando la arandela de fijación tiene una corona dentada que entra en las estrías (fig. 657, *II* y *III*) y retiene la arandela con seguridad.

Se procura no colocar las arandelas lobulares, cuyos lóbulos se doblan en las ranuras exteriores de la tuerca, en árboles de altas revoluciones puesto que existe el peligro de que el lóbulo de fijación

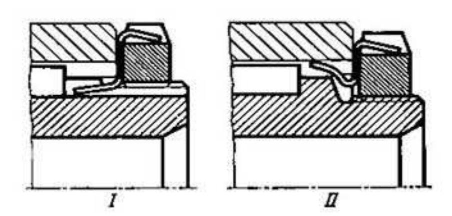


Fig. 656. Retención de la arandela de fijación en chaveteros:
I—en el árbol; *II*—en la pieza asentada en el árbol

se desdoble bajo la acción de la fuerza centrífuga. En casos semejantes es preferible usar las tuercas arandelas con entalladuras en el tope en las que la fuerza centrífuga contribuye a que se conserve la forma atribuida al lóbulo durante la dobladura (fig. 658, *II*).

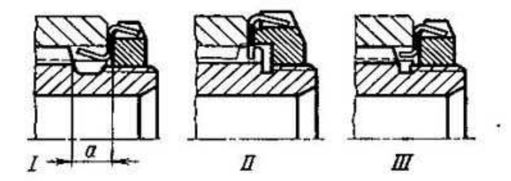


Fig. 657. Retención de la arandela de fijación en los árboles estriados:
I—introduciendo la pestaña en la ranura entre las estrías de la pieza asentada en el árbol; *II*—mediante una corona dentada que entra en las estrías del árbol; *III*—mediante una corona dentada que entra en las estrías de la pieza asentada en el árbol

Se emplean arandelas de fijación acopadas que son seguras y cómodas en el montaje (fig. 659). Las arandelas se fijan en el árbo la mayoría de las veces mediante la corona dentada que se introdu-l ce en las estrías del árbol o en los cubos de la pieza a apretar. La copa de la arandela abarca la tuerca; valiéndose de un punzón el material de la arandela se introduce a golpes en las cavidades de la tuerca, lo que asegura una retención fiable. Este procedimiento permite fijar la tuerca en cualquier posición. Esta arandela de fijación puede usarse muchas veces. La deficiencia de la estructura consiste en que no es posible emplear llaves abiertas o tubulares corrientes; en este caso es posible enroscar y desenroscar las tuercas sólo con una llave con dientes frontales. En la fig. 660 se muestran las variedades de las arandelas de fijación.

A la par con las arandelas de fijación se utilizan también otros procedimientos para la retención: con contratuercas (fig. 661),

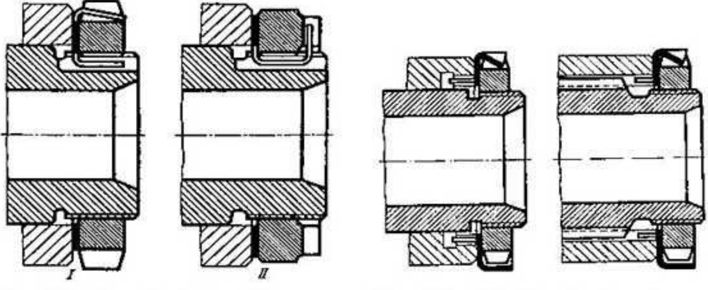


Fig. 658. Procedimientos: (*I*) no recomendado y (*II*) recomendado para fijar las tuercas, mediante arandelas lobuladas, en los árboles de altas revoluciones

Fig. 659. Fijación de las tuercas arandelas mediante arandelas acopladas

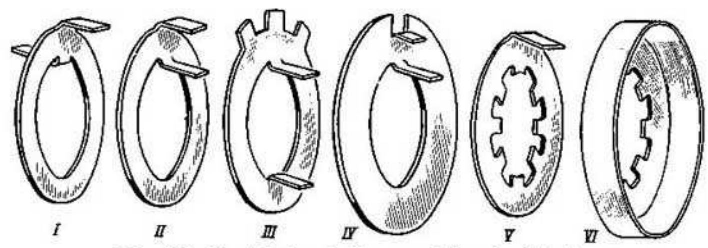


Fig. 660. Variedades de las arandelas de fijación:

I—en la que la pestaña de fijación se dobla «desde la tuerca»; *II*—en la que la pestaña de fijación se dobla «debajo de la tuerca»; *III*—de lóbulos múltiples; *IV*—en la que la pestaña se corta «en el lugar de montaje»; *V*—que se fija mediante una corona dentada en las estrías del árbol; *VI*—acopada que se fija mediante una corona dentada sobre las estrías

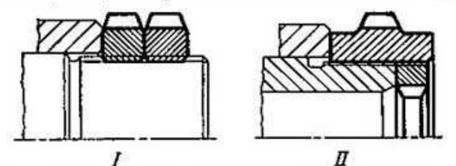


Fig. 661. Fijación de las tuercas arandelas mediante contratuercas:
I—exterior; *II*—interior

clavijas hendidas (fig. 662), alambre (fig. 663), placas atornilladas (fig. 664), tornillos (fig. 665), pasadores (fig. 666), fiadores de muelle (fig. 667), atadura (fig. 668), etc.

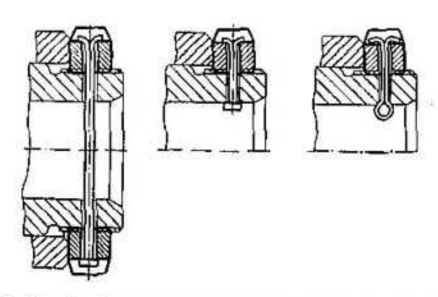


Fig. 662. Fijación de las tuercas arandelas mediante clavijas hendidas

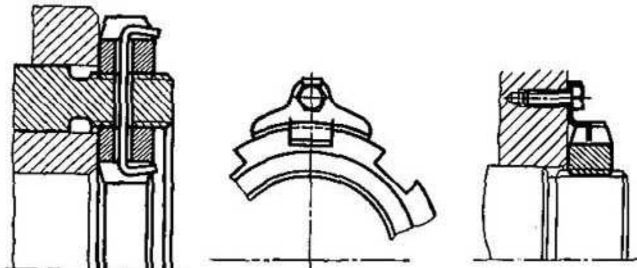


Fig. 663. Fijación de las tuercas arandelas exterior e interior con alambre

Fig. 664. Fijación de la tuerca arandela con una placa atornillada

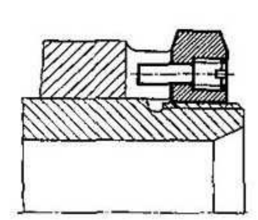


Fig. 665. Fijación de la tuerca arandela mediante un tornillo axial

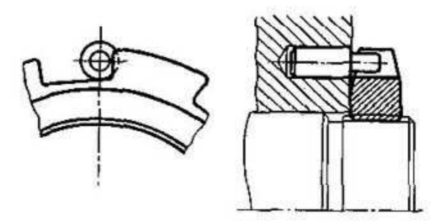


Fig. 666. Fijación de la tuerca arandela mediante un pasador embutido (después del apriete la tuerca se desenrosca hasta recubrir el hombro del pasador con el resalto de la tuerca)

En la fig. 669 se presentan los procedimientos de fijación que se emplean frecuentemente en sujeciones intermedias en los árboles

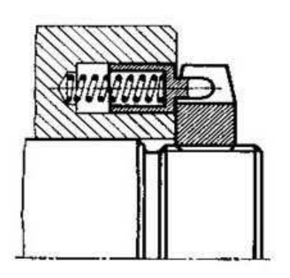


Fig. 667. Retención de la tuerca arandela mediante un fiador de muelle (al enroscar y desenroscar la tuerca el fiador se hunde con los dientes de la llave tubular)

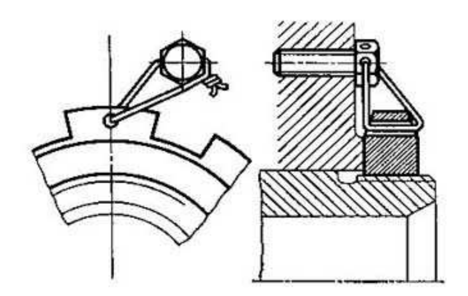


Fig. 668. Atadura de una tuerca arandela con alambre

escalonados, mediante arandelas atornilladas con dientes que entran en una ranura (fig. 669, *I*) o en las estrías practicadas en el árbol (fig. 669, *II*). Los tornillos que sujetan la arandela en la tuerca, se fijan con retenes lobulados.

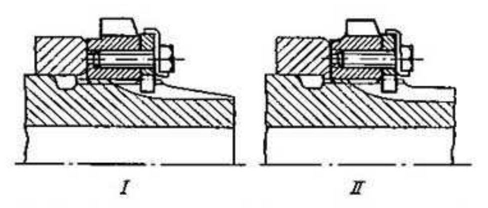


Fig. 669. Fijación de las tuercas arandelas mediante arandelas atornilladas con un diente que se introduce en la ranura o en las estrías del árbol

En la fig. 670 se muestra el procedimiento donde se realiza la retención por fricción de una tuerca arandela mediante un muelle. En la estructura de la fig. 671 la tuerca se retiene positivamente por un fiador de muelle *a* que engrana con los dientes en el cuerpo de la tuerca. Al enroscar y desenroscar la tuerca se emplea una llave especial que hunde el fiador, lo que permite girar libremente la tuerca.

En la fig. 672 se expone el método en el que la tuerca arandela se retiene con un tapón con rosca cónica. Al enroscar el tapón, éste ensancha el árbol ranurado en este sector y fija la tuerca.

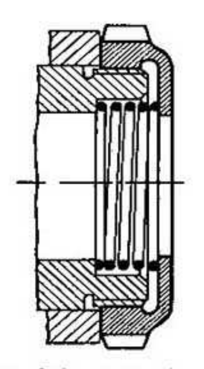



Fig. 670. Retención por fricción de una tuerca arandela mediante un muelle

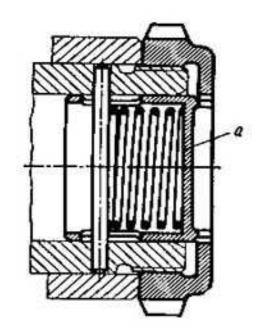


Fig. 671. Retención de una tuerca arandela mediante un fiador de muelle

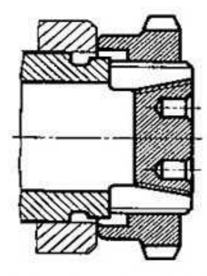


Fig. 672. Retención de una tuerca arandela mediante un tapón con rosca cónica

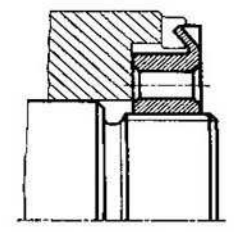


Fig. 673. Retención de una tuerca arandela doblando su brida en una ranura

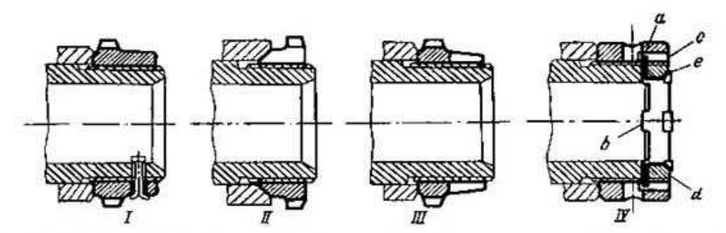


Fig. 674. Procedimientos empleados para fijar las tuercas arandelas alargadas: *I*—fijación mediante una clavija hendida; *II*—tuerca partida cónica autorretenedora; *III*—mediante una tuerca autorretenedora de muelle; *IV*—mediante la arandela de fijación *a* y la contratuerca *d*

En la fig. 673 se presenta un procedimiento singular de fijación: la tuerca está dotada de una brida fina y se retiene valiéndose de un punzón con el que el material de la brida se introduce a golpes en la ranura practicada en la pieza.

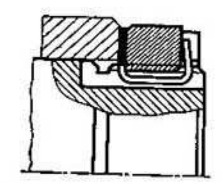


Fig. 675. Retención de una tuerca arandela con dientes frontales, mediante una arandela con pestañas

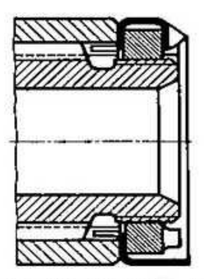


Fig. 676. Retención de una tuerca arandela con dientes frontales, mediante una arandela acopada

Un método original aplicado para retener las tuercas arandelas alargadas puede observarse en la fig. 674, *IV*. En el tope del árbol se coloca una arandela de fijación de forma *a* fabricada de acero dulce,

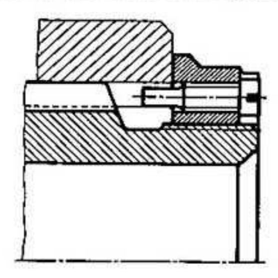


Fig. 677. Retención de una tuerca arandela con dientes frontales, mediante un tornillo

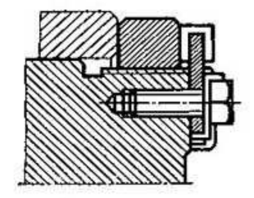


Fig. 678. Retención de una tuerca arandela con diente frontal, mediante una placa atornillada

cuyos resaltos *b* entran en las ranuras frontales en el tope del árbol y los dientes *c*, en las ranuras de la tuerca arandela. La arandela de fijación se aprieta con la contratuerca *d* que, a su vez, se inmoviliza doblando los bordes de la arandela *c* en las ranuras inclinadas *e*.

Las tuercas arandelas exteriores con estrías frontales se retienen usando los procedimientos (figs. 675 a 678) análogos a los anteriormente descritos.

En la fig. 679 se muestra la fijación de una tuerca intermedia sobre un árbol escalonado mediante el casquillo *a* cuyos dientes

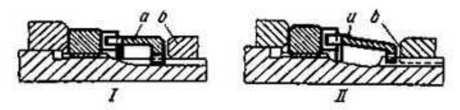


Fig. 679. Fijación de una tuerca arandela con dientes frontales, sobre un árbol escalonado mediante un casquillo intermedio engranado con una ranura (*I*) o con estrías (*II*)

entran, por un lado, en estrías frontales de la tuerca y, por otro lado, en las ranuras (fig. 679, *I*) o estrías (fig. 679, *II*) en el árbol. El casquillo de fijación se retiene en el árbol en dirección axial mediante la pieza asentada adyacente *b*.

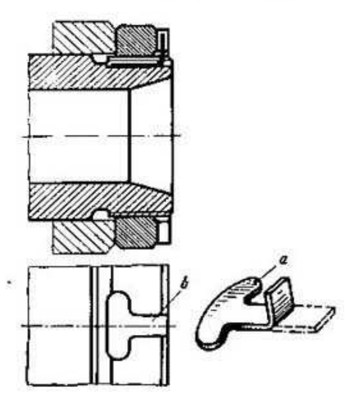


Fig. 680. Retención de una tuerca arandela con diente frontal, mediante un retén laminar en T

Un procedimiento singular de fijación se muestra en la fig. 680. El retén *a* es una placa de chapas de acero dulce que tiene forma de T. Este retén se introduce en la ranura *b* en forma de T en el árbol; el extremo libre del retén se dobla en la estría frontal de la tuerca. Esta estructura tiene un defecto sustancial que consiste en que no hay la posibilidad de apretar el retén (lo que es posible con las arandelas lobuladas de fijación). Para que el retén no se mueva libremente en la ranura, es necesario que se realice su ajuste sin holgura en la parte longitudinal de la entalladura *b*.

Los procedimientos usados para fijar las tuercas arandelas interiores (fig. 681 a 686) son similares a los empleados para las tuercas exteriores.

La fijación mediante un anillo seccionado de resorte (fig. 682) puede emplearse aquí a las frecuencias más altas de rotación del árbol. De los procedimientos en la fig. 681, *I* a *VI* la más amplia aplicación encontró el procedimiento de fijación mediante arandelas con pestañas (fig. 681, *V* y *VI*).

Las tuercas con estrías frontales se fijan frecuentemente mediante placas atornilladas (fig. 683). Estas deben asegurarse contra el giro respecto al tornillo que las sujeta, por ejemplo, apoyándolas en la parte cilíndrica de las estrías (véase fig. 683) o por medio des cualquier otro procedimiento. En ciertos casos se emplean tuercas autorretenedoras de resorte (fig. 684).

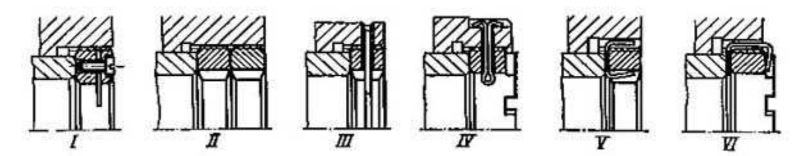


Fig. 681. Procedimientos para retener las tuercas arandelas interiores:
I—mediante una tuerca partida con tornillo de apriete; *II*—mediante una contratuerca; *III*—mediante un anillo seccionado de resorte; *IV*—mediante una clavija hendida; *V*—mediante una arandela con pestañas; *VI*—mediante una arandela con pestañas (cuando la tuerca tiene un diente frontal)

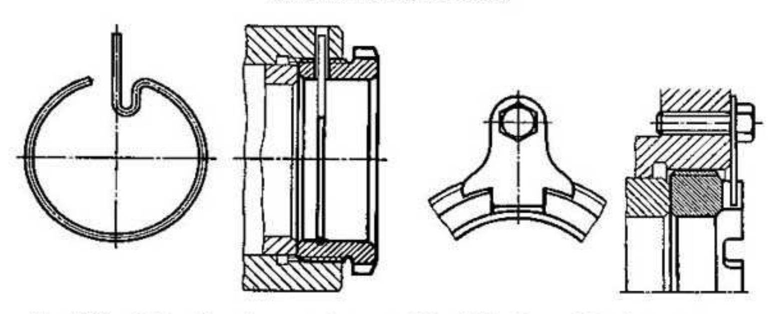


Fig. 682. Retención de una tuerca mediante un anillo seccinado de resorte

Fig. 683. Retención de una tuerca interior con diente frontal, por medio de una placa atornillada

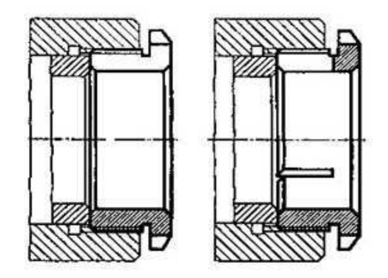


Fig. 684. Tuercas interiores autorretenedoras de muelle

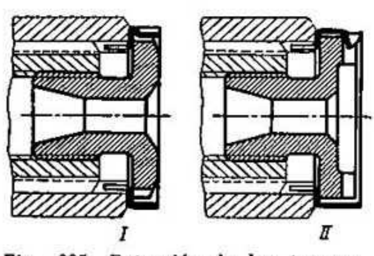


Fig. 685. Retención de las tuercas mediante una arandela acopada de fijación:
I—tuerca con ranuras exteriores; *II*—tuerca con ranuras frontales

En la fig. 685 se muestra la fijación de las tuercas fungiformes, que frecuentemente se emplean en la construcción de maquinaria, con ayuda de arandelas acopadas, doblando los bordes de éstas

en las ranuras de la tuerca. Las arandelas se fijan contra el giro introduciendo su corona dentada en las estrías de la pieza asentada.

En la fig. 686 se expone la fijación de las tuercas fungiformes con ayuda de fiadores de muelles que se engranan con los elementos de

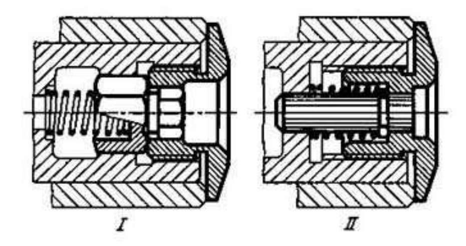


Fig. 686. Retención de las tuercas mediante un fiador de muelle:
I—para las tuercas con hexágono interior; *II*—para las tuercas con estrías triangulares interiores

la tuerca para enroscarla (hexágono en la fig. 686, *I* y estrías triangulares en la fig. 686, *II*). Al enroscar y desenroscar, la llave hunde el fiador, liberando la tuerca. Terminado el enrosque el fiador, empujado por el muelle, penetra en la tuerca y la retiene con seguridad.

FIJACIÓN DE PERNOS ENROSCADOS

Para fijar los pernos enroscados con cabeza hexagonal se emplean los mismos procedimientos que para retener las tuercas: con arandelas

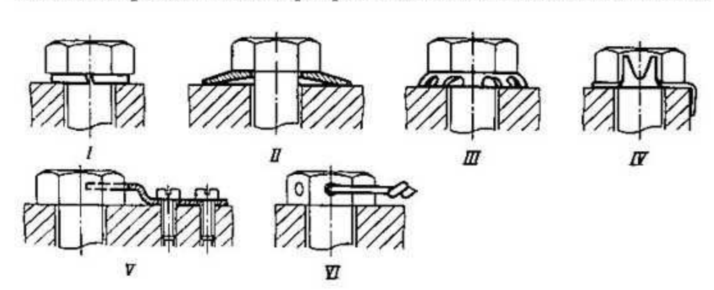


Fig. 687. Procedimientos para fijar los pernos enroscados:
I—mediante una arandela Grover; *II*—mediante una arandela de resorte; *III*—mediante una arandela dentada; *IV*—mediante una arandela adicionada (lobulada) con pestañas; *V*—mediante placas retén; *VI*—mediante atadura

elásticas (fig. 687, *I* y *II*), con arandelas dentadas (fig. 687, *III*), con arandelas lobuladas (fig. 687, *IV*), con placas de retén (fig. 687,

V), con atadura (fig. 687, *VI*), etc. En la fig. 688, *I* y *II* se dan ejemplos de como se fija mediante arandelas de resorte un perno enroscado en el tope de un árbol.

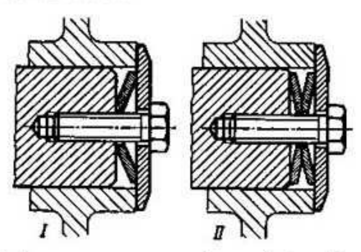


Fig. 688. Retención de un perno, enroscado en el tope de un árbol, mediante arandelas de resorte

Además, es posible retener el extremo roscado del perno que se fija con una clavija hendida (fig. 689, *I*), con inserciones de material

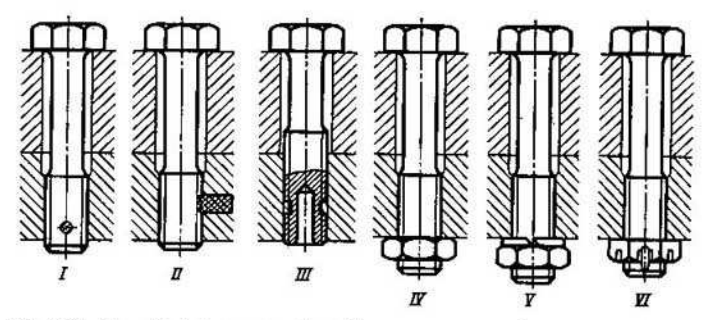


Fig. 689. Procedimientos para retener los pernos enroscados por sus extremos roscados:

I—mediante clavijas hendidas; *II*—mediante inserciones de un material elástico; *III*—mediante la rosca con cinturón comprimido; *IV*—mediante una contratuerca; *V*—mediante una tuerca con arandela Grover; *VI*—mediante una tuerca almenada con clavija hendida

elástico (fig. 689, *II*), etc. En la fig. 689, *III* se presenta un procedimiento encaminado a crear un rozamiento elevado en la rosca, desplazando en dirección axial un sector roscado del perno respecto a otro. Si es posible que sobresalga el extremo roscado, éste se asegura por medio de una contratuerca (fig. 689, *IV*), una tuerca con arandela Grover (fig. 689, *V*), una tuerca almenada con clavija hendida (fig. 689, *VI*).

En la fig. 690 se expone como fijar la rosca de un perno grande, enroscando en su extremo seccionado un tapón con rosca cónica

(fig. 690, *I*) o embutiendo un tapón cónico (fig. 690, *II*) fijado con un anillo de cierre.

Es mucho más difícil retener los pernos cuya cabeza tiene hexágono interior. En este caso es posible realizar la retención por la

I II

Fig. 690. Retención del extremo seccionado de un perno:
I—mediante un tapón con rosca cónica; *II*—mediante un tapón cónico

I II III IV

Fig. 691. Retención de las cabezas de los pernos enroscados con hexágono interior

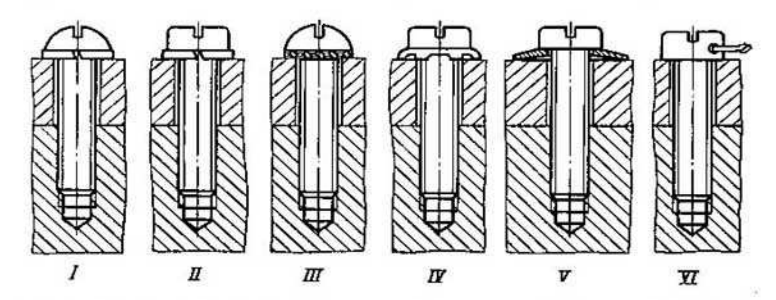


Fig. 692. Retención de tornillos con cabezas semiesféricas y cilíndricas:
I y *II*—mediante una arandela Grover; *III* y *IV*—mediante una arandela dentada; *V*—mediante una arandela de resorte; *VI*—mediante atadura

cabeza, aplicando procedimientos en los que se emplean piezas elásticas (fig. 691, *I* a *III*) y la atadura (fig. 691, *IV*); en lo que se refiere al extremo roscado del perno, pueden usarse todos los procedimientos mostrados en la fig. 689.

Los tornillos con cabezas semiesférica y cilíndrica se retienen sin dificultad por medio de arandelas elásticas y dentadas (fig. 692, *I* a *V*). Los tornillos con cabeza cilíndrica pueden también retenerse empleando la atadura (fig. 692, *VI*).

Los tornillos que se colocan en orificios pasantes pueden fijarse por el extremo roscado (fig. 693).

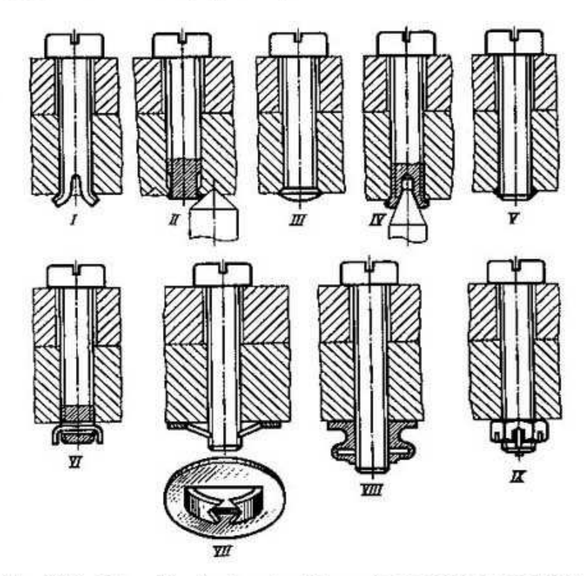


Fig. 693. Retención de los tornillos por su extremo roscado:

I—separando el extremo seccionado del tornillo; *II*—granteando el material de la pieza en las ranuras practicadas en el extremo del tornillo; *III*—remachando el extremo del tornillo; *IV*—abocardando el extremo del tornillo; *V*—fijando el extremo del tornillo mediante soldadura directa (indirecta); *VI*—mediante una clavija hendida; *VII*—mediante una tuerca lobulada de muelle; *VIII*—mediante una tuerca de resorte; *IX*—mediante una tuerca almenada con clavija hendida

Es bastante difícil retener los tornillos con cabeza cónica perdida; hasta hoy día no está elaborado un método universal para fijarlos.

En la fig. 694 se muestran los procedimientos empleados para retener los tornillos perdidos cuando éstos se enroscan en agujeros ciegos. En la fig. 694, *I* a *III* se presentan los procedimientos utilizados para bloquearlos de modo inseparable. Según el procedimiento expuesto en la fig. 694, *III* bajo la cabeza del tornillo se coloca un

Fig. 694. Retención de tornillos con cabeza cónica perdida:
I—graneteando el material de la pieza en la ranura de la cabeza; *II*—comprimiendo el material alrededor de la cabeza; *III*—mediante un anillo adicionado de un material blando; *IV*—mediante una arandela dentada; *V*—mediante un anillo seccionado de resorte; *VI*—mediante una arandela de resorte; *VII*—mediante un muelle espiral cilíndrico; *VIII*—mediante el cuello de resorte de la cabeza; *IX*—mediante una inserción de un material elástico

anillo de metal blando; durante la apretura el anillo, deformándose, fluye hacia fuera y envuelve la cabeza. El anillo se asegura contra el giro respecto a la pieza mediante las hendiduras practicadas en el alojamiento.

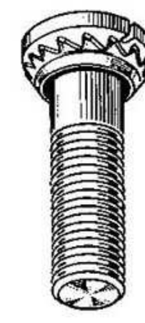


Fig. 695. Tornillo con arandela dentada

En la fig. 694, *IV* se presentan la retención con una arandela dentada (fig. 695). En la estructura de la fig. 694, *V* el anillo seccionado de resorte cuya superficie de apoyo es cónica, al apretar el tornillo, se ensancha, adheriéndose estrechamente por un lado a la cabeza y por otro lado, a las paredes del alojamiento. Este procedimiento de fijación es el más simple y eficaz.

En la fig. 696, *I* a *IV* se exponen las estructuras empleadas de arandelas dentadas y de resorte que se colocan bajo los tornillos con cabezas perdidas.

Los tornillos que se introducen en orificios pasantes pueden fijarse empleando los procedimientos mostrados en la fig. 693.

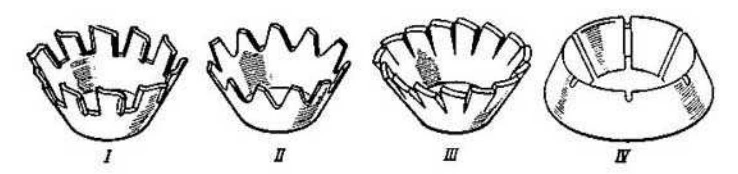


Fig. 696. Arandelas dentadas y de resorte para las cabezas cónicas de los tornillos

FIJACIÓN DE DIFERENTES PIEZAS

Fijación de tornillos huecos. En la fig. 697, *I* a *IV* se demuestran los procedimientos usados para retener los tornillos huecos que

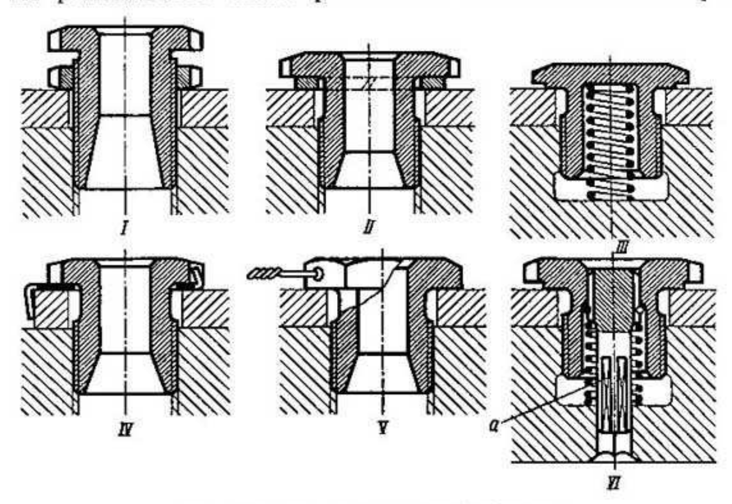


Fig. 697. Retención de tornillos huecos:
I—mediante una contratuerca; *II*—mediante una arandela Grover; *III*—mediante un muelle; *IV*—mediante una arandela doblada; *V*—mediante atadura; *VI*—mediante un fiador de muelle

con bastante frecuencia se emplean en la construcción de maquinaria. En la fig. 697, *VI* se describe la retención de un tornillo con un fiador de muelle *a* que se desplaza por las estrías triangulares en la tuerca y se engrana mediante su vástago cuadrado con el cuerpo. Para liberar la tuerca el fiador se hunde.

En la fig. 698 se pueden ver los procedimientos empleados para fijar tornillos huecos cuando se aprietan piezas interiores en los agujeros.

En la fig. 699, *I* y *II* se dan los métodos que se usan para retener los tornillos huecos cuando el tornillo debe fijarse con cualquier

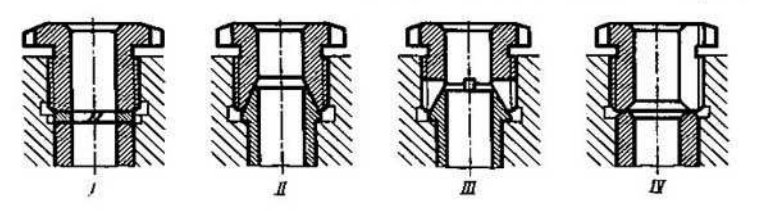


Fig. 698. Retención de los tornillos huecos al apretar piezas interiores: *I*—mediante una arandela Grover; *II*—con un cono; *III*—mediante un cono cuando el tope está seccionado; *IV*—con un tornillo seccionado de resorte

posición axial. El bloqueo se logra apretando (o separando) la parte seccionada del tornillo con ayuda de un cono.

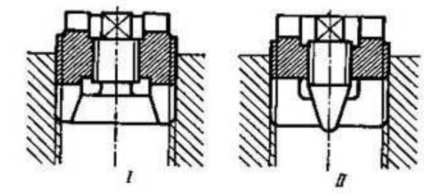


Fig. 699. Retención de tornillos seccionados mediante un cono con su detención en cualquier posición axial

Fijación de uniones con niple. Para fijar los elementos de las uniones con niple en la mayoría de los casos se emplea la atadura con

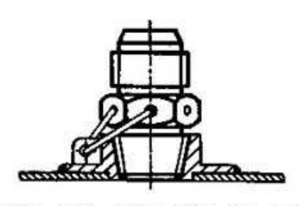


Fig. 700. Retención de un racor con rosca cónica mediante atadura

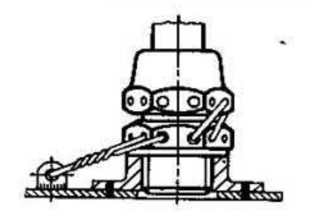


Fig. 701. Retención de una unión de niple mediante atadura (el racor se fija mediante atadura en el cuerpo, la tuerca de unión se fija mediante atadura en el racor)

alambre. En las figs. 700 a 702 se dan ejemplos de retención de las uniones de niple. En la fig. 703 se expone el conjunto hidráulico en el que todos los elementos enroscados se retienen por medio de atadura.

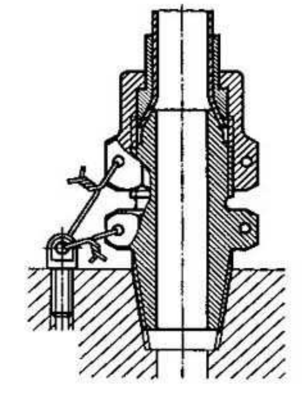


Fig. 702. Retención de una unión de niple mediante atadura (el racor y la tuerca de unión se fijan en el cuerpo mediante atadura)

Fijación en forma de borne. La fijación en forma de borne se utiliza en aquellos casos, cuando la configuración de la pieza exterior permite formar el borne (fig. 704).

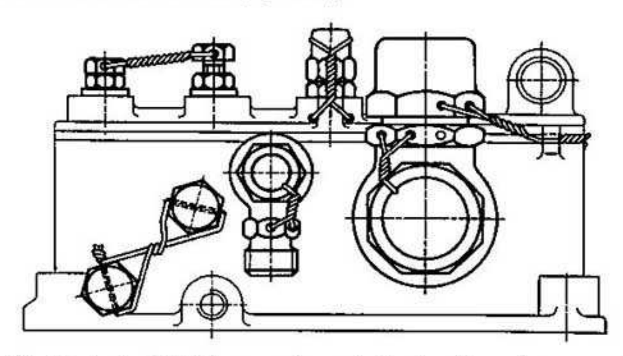


Fig. 703. Conjunto hidráulico en el que todos los elementos enroscados se fijan mediante atadura

Este procedimiento asegura una fijación no escalonada del vástago, por lo que se aplica frecuentemente para retener empujadores roscados en los accionamientos mediante palancas, balancines, traviesas, etc.

Fijación con piezas insertadas deformables. Para retener los vástagos roscados frecuentemente se emplea el procedimiento mostrado en la fig. 705.

La cabeza del vástago se hace estriada y se hunde en el orificio con las estrías correspondientes. En el intervalo entre las estrías de la cabeza y del orificio se introduce un anillo de metal blando (en la mayoría de los casos, de plomo). Al fluir en las estrías el metal

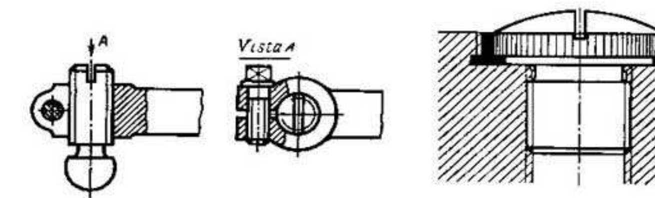


Fig. 704. Fijación en forma de borne de un vástago roscado

Fig. 705. Fijación con una pieza insertada que se deforma de modo plástico

bloquea con seguridad el vástago. Este procedimiento se usa frecuentemente en las uniones que necesitan ser precintadas, por ejemplo, en los tapones de control de los aparatos.

A veces la fijación según este método se realiza cubriendo la cabeza con plásticos.

En la fig. 706, *I* a *IV* se expone como **retener las tuercas ciegas y perfiladas en los árboles** de las máquinas centrífugas. En la estructura de la fig. 706, *III* la tuerca *a* que se enrosca por las estrías *b*, se bloquea mediante el sombrerete *c*. Este último se pone sobre el vástago liso del árbol; el sombrerete se coloca de tal modo que sus estrías entren en las estrías de la tuerca y luego se fija mediante los fiadores de muelle *d*. Es posible realizar la retención en los ángulos de giro de la tuerca que corresponden al número de estrías.

En la fig. 706, *IV* se presenta otro procedimiento que permite realizar la retención girando a ángulos pequeños. En el caso dado el vástago del árbol está estriado; el número de estrías es en una unidad menor que las estrías de la tuerca. Según la correlación que se conoce de la teoría de nonios (vernieres) el ángulo de giro entre las posiciones sucesivas posibles de fijación es igual a $1/z_1z_2$, son, respectivamente, el número de estrías en el árbol y en la tuerca.

Tapones. En la fig. 707, *I* y *II* se muestra la fijación de los tapones que se desenroscan frecuentemente con muelles giratorios. Para liberar el tapón es suficiente desenganchar el muelle, sacándolo de los elementos de fijación del tapón, y desviarlo luego a un lado.

En la fig. 708 se describen los procedimientos empleados para colocar los tapones hermetizando la unión y fijándola inseparablemente. Durante el apriete el tapón se asienta sobre la superficie de

apoyo con su reborde (fig. 708, *I*), cono (fig. 708, *II*) o espiga anular (fig. 708, *III*) y aplasta el metal del cuerpo, desplazando las espiras

Fig. 706. Procedimientos para retener tuercas ciegas y perfiladas en los árboles de máquinas centrífugas

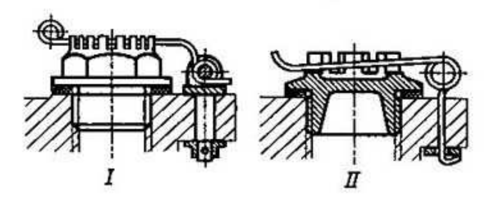


Fig. 707. Retención mediante un muelle giratorio

de la rosca hacia el centro del tapón. Con esto se logra la estanqueidad de la unión y una fijación segura del casquillo. Este procedimiento se utiliza para los tapones que se colocan para siempre.

Fijación a pares y en grupo. En los casos cuando las piezas de sujeción se sitúan a pares o en grupo la fijación se facilita por el hecho

de que el mismo retén puede inmovilizarse por la pieza de sujeción adyacente. En las figs. 709 a 715 se exponen los procedimientos más propagados para retener tornillos y tuercas a pares.

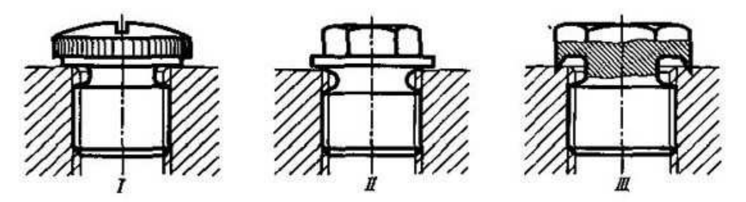


Fig. 708. Procedimientos para colocar tapones hermetizando la unión y bloqueándola de modo no desarmable

Muy fercuentemente se emplea la atadura con alambre que se hace pasar a través de los orificios en las caras de las tuercas (fig. 709) o en las cabezas de los tornillos (fig. 710). Para las tuercas almenadas

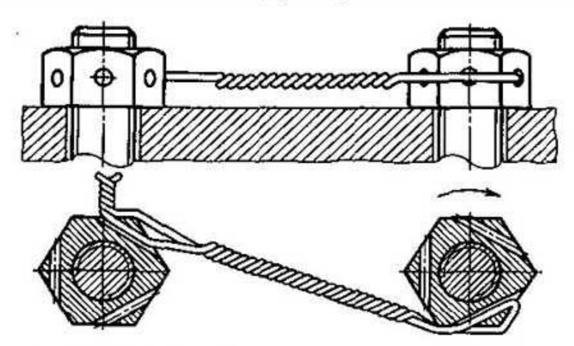


Fig. 709. Atadura de tuercas a pares con alambre

se emplea la atadura a través de los agujeros en el tornillo y las entalladuras en las tuercas (fig. 711).

Es de importancia cumplir la regla siguiente: al apretar el alambre torciendo sus exremos, debe crearse un momento orientado en la dirección de enrosque de las tuercas. Para las tuercas con rosca dextrorsa esta condición se reduce a que la inclinación del alambre usado para atar, entre las piezas adyacentes (al mirar desde arriba), debe ser izquierda (fig. 712, *II*). La disposición inversa (inclinación a la derecha) no se permite puesto que al torcer los extremos del alambre, surge un momento que tiende a desenroscar la tuerca (fig. 712, *I*); entonces no se asegura la fijación.

Tampoco es admisible la dirección de atadura mostrada en la fig. 713 en la que la tensión del alambre contribuye al desenrosque de una de las tuercas.

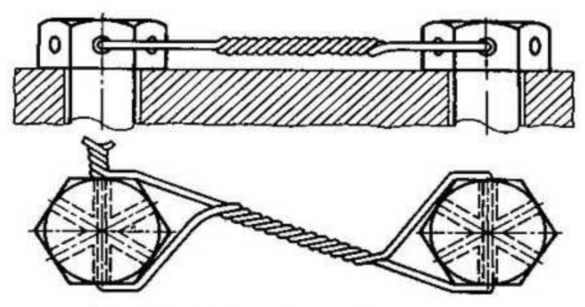


Fig. 710. Atadura de tornillos a pares

Con el transcurso del tiempo el alambre se debilita: la retención comienza a ser insegura. Esta es la causa porque la atadura se usa primordialmente para las piezas de sujeción situadas una cerca de otra y donde este desperfecto está expresado de modo menos brusco.

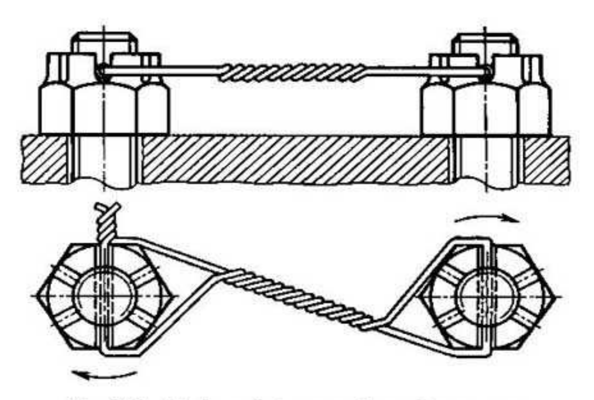


Fig. 711. Atadura de tuercas almenadas a pares

Es más segura la fijación mediante placas con pestañas que se doblan y se apoyan sobre las caras de las tuercas (fig. 714, *I* a *IV*). Es necesario destacar que la estructura de la fig. 714, *III* motiva una excentricidad considerable de la carga sobre las tuercas y es aplicable sólo para uniones que no son de responsabilidad.

En la fig. 715, *I* a *VI* se presentan las formas de las placas con pestañas. La placa de la fig. 715, *IV* tiene un compensador que per-

Fig. 712. Atadura de piezas a pares:
I—incorrecta; *II*—correcta



Fig. 713. Atadura incorrecta de pernos a pares

mite regular la distancia entre los ejes de los agujeros; en la estructura de la fig. 715, *V* este mismo objetivo se logra dando a los orificios forma alargada.

Las placas de fijación se fabrican de chapas de acero dulce; una vez usadas, las láminas se sustituyen por otras nuevas.

Para realizar la fijación en grupo (por ejemplo, retener los pernos situados en bridas cilíndricas) se emplean los mismos proce-

Fig. 714. Retención de tuercas a pares mediante placas con pestañas

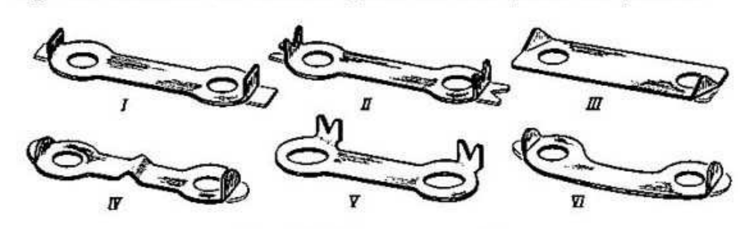


Fig. 715. Placas con pestañas

dimientos: atadura con alambre (fig. 716), retención con elementos con pestañas (fig. 717, *I* y *II*).

En la fig. 718 se expone la inmovilización de tornillos mediante una placa anular atornillada con orificios para los hexágonos.

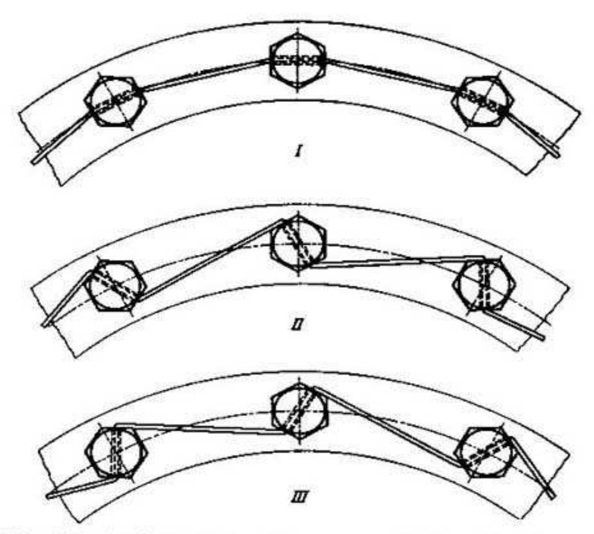


Fig. 716. Atadura de tornillos en una brida cilíndrica:
I y *II*—incorrecta; *III*—correcta

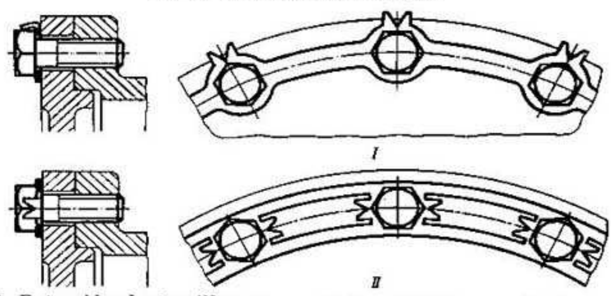


Fig. 717. Retención de tornillos en una brida cilíndrica mediante un anillo con pestañas

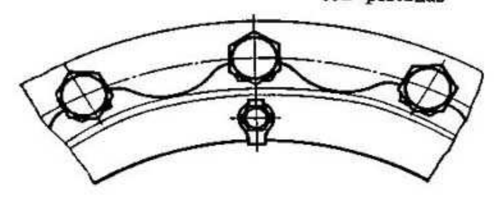


Fig. 718. Retención de tornillos en una brida cilíndrica mediante una placa atornillada con escotes hexagonales

FIJACIÓN CON PINTURAS

En algunos casos para las máquinas que trabajan en locales cerrados sin sacudidas y choques, las piezas de sujeción exteriores no se retienen especialmente, sino que se fijan con pinturas que se aplican sobre la superficie de la máquina (figs. 719, *I* a *III* y 720,

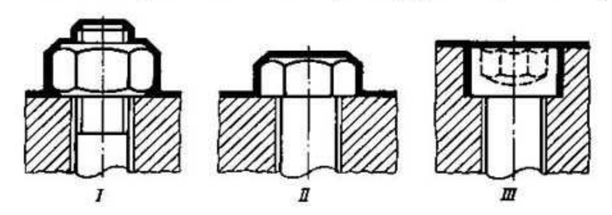


Fig. 719. Retención de las piezas de sujeción con pintura

I a *III*). Se comprende que este procedimiento no puede garantizar una inmovilización segura; pese a todo previene las piezas de sujeción contra el desenrosque espontáneo.

El empleo de pinturas modernas a base de resinas sintéticas (en particular, resinas de silicona) que crean sobre la superficie de

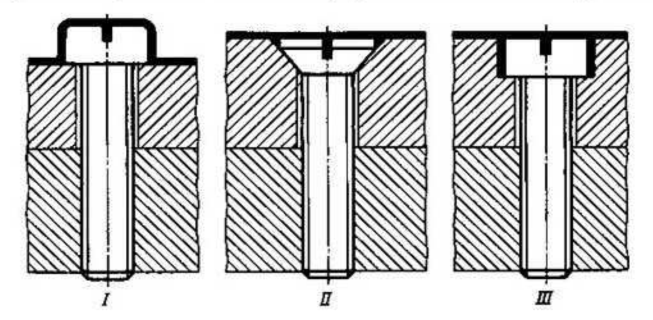


Fig. 720. Retención de los tornillos con pintura

la máquina una película resistente y elástica que es estable contra los efectos exteriores, eleva considerablemente la fiabilidad de este procedimiento de fijación.

Una adherencia particularmente resistente entre la pieza a fijar y el cuerpo se obtiene cuando la pintura entra por la holgura anular entre pieza y cuerpo (figs. 719, *III* y 720, *III*) colocados al ras.

INDICE DE MATERIAS

A NUESTROS LECTORES:

«Mir» edita libros soviéticos traducidos al español, inglés, francés, árabe y otros idiomas extranjeros. Entre ellos figuran las mejores obras de las distintas ramas de la ciencia y la técnica: manuales para los centros de enseñanza superior y escuelas tecnológicas; literatura sobre ciencias naturales y médicas. También se incluyen monografías, libros de divulgación científica y ciencia-ficción.

Dirijan sus opiniones a la Editorial «Mir», 1 Rizhski per., 2, 129820, Moscú, I-110, GSP, URSS.

Mir publica

I. ARTOBOLEVSKI

MECANISMOS EN LA TECNICA MODERNA

Tomo 4.

En la construcción de máquinas y aparatos modernos se utilizan los más variados mecanismos de estructura y destino funcional diferentes. Al proyectar una máquina o un aparato, una de las tareas primordiales consiste en seleccionar esquema del mecanismo óptimo con el cual se reproducen determinados movimientos cuyo destino funcional está dado.

La obra del académico I. Artobolevski puede facilitar en esta tarea. Contiene cinco volúmenes donde están descritos más de 5000 mecanismos. El presente tomo estudia cuidadosamente los macanismos de leva y de fricción y los mecanismos con eslabones flexibles. Los mecanismos de mayor utilidad se describen más detalladamente prestando atención a su cinemática, a las dimensiones de los elementos etc.

El libro está dirigido a ingenieros, diseñadores, trabajadores de investigación científica, constructores. También puede ser utilizado por profesores y estudiantes de los centros de enseñanza técnica superior.